

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Автомобіле- та тракторобудування

№ 9 (1118) 2015

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2015

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2015. – № 9 (1118). – 184 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.; Є. І. Сокол, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;

Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;

Ф. Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.; М. Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.;

А. І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;

В. Д. Дмитриєнко, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.;

В. В. Єпіфанов, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;

П. О. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Клепиков, 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. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.

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

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

Члени редколегії: Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; В. П. Волков, д-р техн.

наук, проф.; Д. О. Волонцевич, д-р техн. наук, проф.; О. В. Григоров, д-р техн. наук,

проф.; Б. І. Кальченко, д-р техн. наук, проф.; А. Т. Лебедєв, д-р техн. наук, проф.;

В. І. Омеляненко, д-р техн. наук, проф.; В. П. Писарєв, д-р техн. наук, проф.; М.

А. Подригало, д-р техн. наук, проф.; А. М. Пойда, д-р техн. наук, проф.;

В. П. Сахно, д-р техн. наук, проф.; А. П. Солтус, д-р техн. наук, проф.

*У квітні 2014 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Автомобіле- та тракторобудування», включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**.*

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 1 від 15 травня 2015 р.

© Національний технічний університет «ХПІ», 2015

УДК 621.83.062

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

О.И. ДЕРКАЧ, ст. преп. НТУ «ХПІ»;

С.А. ШУБА, ст. преп. НТУ «ХПІ»;

В. М. ШЕВЦОВ, ас., НТУ «ХПІ»;

Н. А. МИТЦЕЛЬ, асп., НТУ «ХПІ».

ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ НА КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРАХ ПУТЕМ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Проведены экспериментальные исследования гидрообъемной передачи, входящей в состав гидрообъемно-механической трансмиссии, и получены основные параметры, характеризующие эффективность ее работы. В результате эксперимента подтверждена эффективность бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии и целесообразность ее использования на колесных тракторах различного тягового класса. Представлена кинематическая схема оригинального испытательного стенда трансмиссии и места подключения регистрирующих контрольно-измерительных приборов.

Ключевые слова: трактор, бесступенчатая трансмиссия, гидрообъемная передача, эксплуатационные характеристики, экспериментальный стенд.

Введение. В настоящее время в Украине нет серийно выпускаемых тракторов с бесступенчатыми двухпоточными гидрообъемно-механическими трансмиссиями (ГОМТ). Наряду с этим мировой рынок тракторов с каждым годом увеличивает продажи тракторов, оснащенных бесступенчатыми трансмиссиями, основными преимуществами которых являются простота конструкции, высокая эргономичность, удобство управления, возможность выбора оптимальной скорости трактора и режима работы двигателя. В связи с активным развитием этого направления актуальным становится вопрос возможности применения ГОМТ на тракторах отечественного производства.

Анализ последних достижений и публикаций. Основными работами, описывающими и моделирующими процессы в бесступенчатых ГОМТ являются работы [1-5]. В них представлен анализ, синтез и проектирование гидрообъемно-механических трансмиссий, анализ результатов моделирования работы тракторов, оснащенных такими трансмиссиями, а также теоретическое обоснование целесообразности применения таких трансмиссий на базе колесных тракторов [2,3]. Критический обзор отечественных и зарубежных работ в области двухпоточных ГОМТ приводится в научных публикациях [6-7]. Методология проведения натурных экспериментов на лабораторном стенде ГОМТ подробно описана в работах [9-10] и была принята за основу при проведении испытаний.

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является экспериментальное обоснование возможности применения бесступенчатой ГОМТ с гидрообъемной передачей (ГОП) отечественного производства (ОАО «Гидросила», Кировоград) в колесном сельскохозяйственном тракторе. Это достигается путем определения выходных параметров гидрообъемной передачи (ГОП) при имитации реализации различных уровней эксплуатационной мощности двигателя. Задача исследования – проанализировать экспериментально полученные данные как основные параметры, характеризующие эффективность работы ГОП с регулируемым гидронасосом и

© В.Б. Самородов, О.И. Деркач, С.А. Шуба, В.М. Шевцов, Н. А. Митцель, 2015

нерегулируемым гидромотором.

Описание проведения испытаний ГОП. Вывод основных эксплуатационных показателей ГОП, входящей в состав ГОМТ. Для решения поставленной задачи была проведена серия экспериментов на стенде испытания ГОП ОАО "Харьковский тракторный завод им. С.Орджоникидзе" (регулируемый аксиально-поршневой гидронасос NP112 5MHL/D2BCDBY1и нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор MP112 2/D2B35Y1 производства ОАО «Гидросила»).

Все данные записывались и обрабатывались с помощью ЭВМ.

Частота вращения первичного источника на стенде составляла $W_D = W_H = 1500$ об/мин. Испытания проводились для трех различных уровней нагрузки: 1 – "низкая" нагрузка; 2 – "средняя" нагрузка; 3 – "высокая" нагрузка.

На рис.1 представлена кинематическая схема стенда и места подключения контрольно-измерительных приборов.

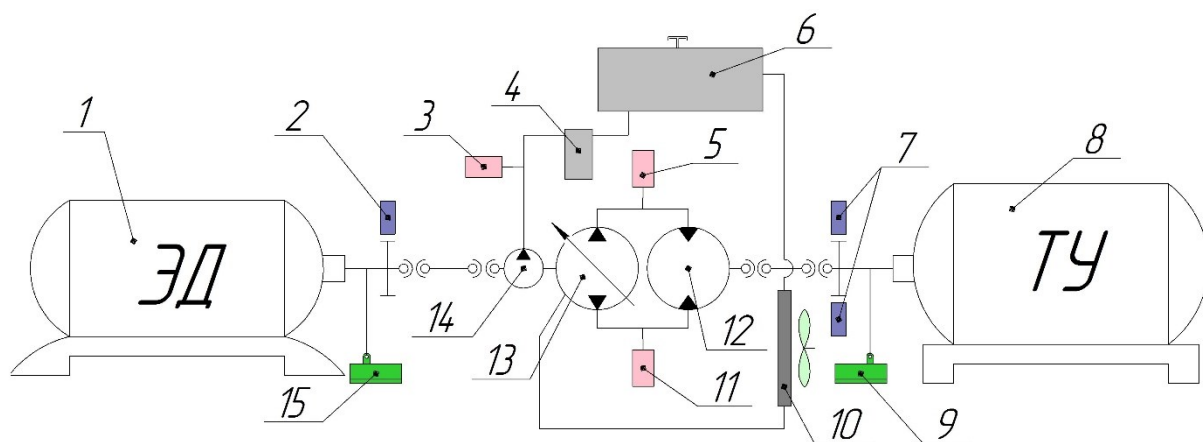


Рисунок 1 – Кинематическая схема стенда исследования ГОП:

1 – приводящий электродвигатель; 2,7 – датчики частоты вращения; 3 – датчик избыточного давления магистрали подпитки; 4 – всасывающий фильтр тонкой очистки; 5,11 – датчики избыточного давления основных силовых магистралей; 6 – бак; 8 – тормозное устройство; 9,15 – датчики крутящего момента; 10 – теплообменник с вентилятором; 12 – неуправляемый аксиально-поршневой гидромотор; 13 – управляемый аксиально-поршневой гидронасос; 14 – насос подпитки шестеренчатого типа

Основным параметром, характеризующим гидропривод, как и любой другой привод, будь то механический, пневматический и т.д., является коэффициент полезного действия ГОП (1). Это характеристика эффективности системы в отношении преобразования или передачи энергии[3], которая определяется отношением полезно использованной энергии к суммарному количеству энергии, полученному системой

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_i , \quad (1)$$

где η_o – объемный КПД ГОП;
 η_m – механический КПД ГОП.

$$\eta_{i i} = 1 - \frac{\sum \Delta M_i}{M_i}, \quad (2)$$

$$\eta_{i i} = 1 - \frac{\sum \Delta Q_i}{Q_i}, \quad (3)$$

где M_i – теоретический момент на i -й гидромашине;
 $\sum \Delta M_i$ – суммарные механические потери момента на i -й гидромашине;
 Q_i – теоретический расход рабочей жидкости на i -й гидромашине;
 $\sum \Delta Q_i$ – суммарные потери расхода рабочей жидкости на i -й гидромашине.

Влияние параметра $\sum \Delta Q_i$ в (3) на потерю оборотов на валу гидромотора хорошо видно на рис. 2, где мы наблюдаем, что при отсутствии нагрузки (линия 0) обороты на валу гидромотора равны оборотам на валу гидронасоса. С увеличением нагрузки (кривые от 1 до 3) потеря оборотов на валу гидромотора возрастает.

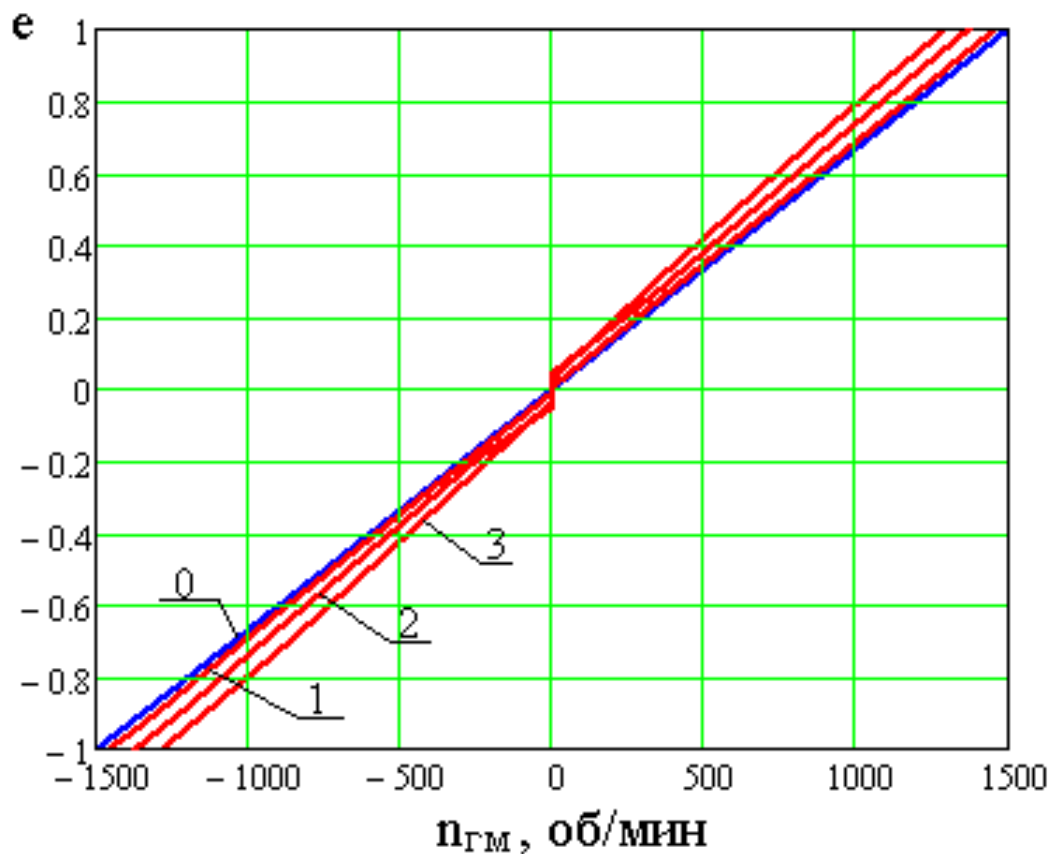


Рисунок 2 – КПД гидрообъемной передачи при различных уровнях нагрузки

Также важной характеристикой является крутящий момент, характеризующий величину нагрузок, которые способна воспринять и преодолеть гидрообъемная передача

$$M = q \cdot e \cdot \Delta P, \quad (4)$$

где q – подача гидромашины, $\text{м}^3/\text{рад}$;
 ϵ – относительный параметр регулирования ГОП;
 ΔP – перепад давления в основных силовых магистралях.

На рис. 3, 4 представлены КПД гидрообъемной передачи и крутящий момент на валах гидронасоса и гидромотора при различных уровнях нагрузки.

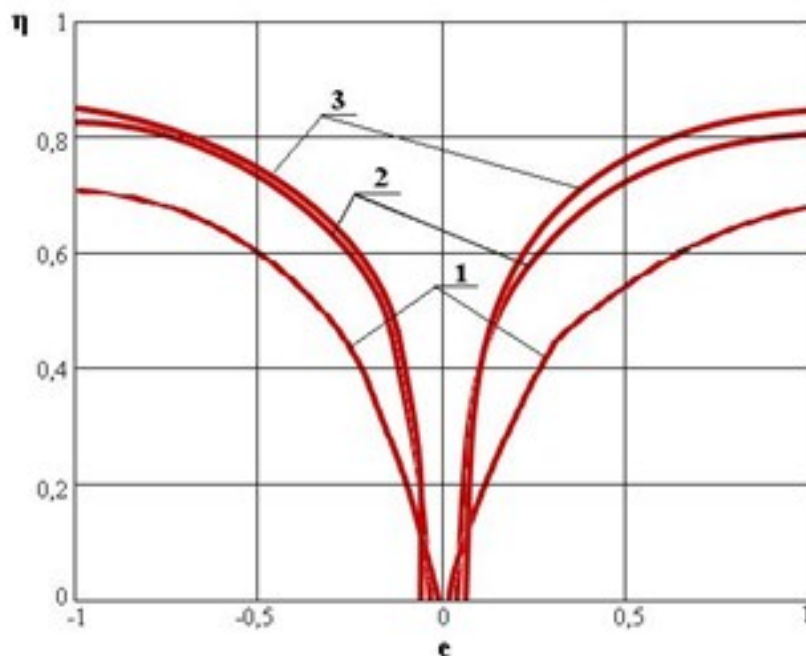


Рисунок3– КПД гидрообъемной передачи при различных уровнях нагрузки

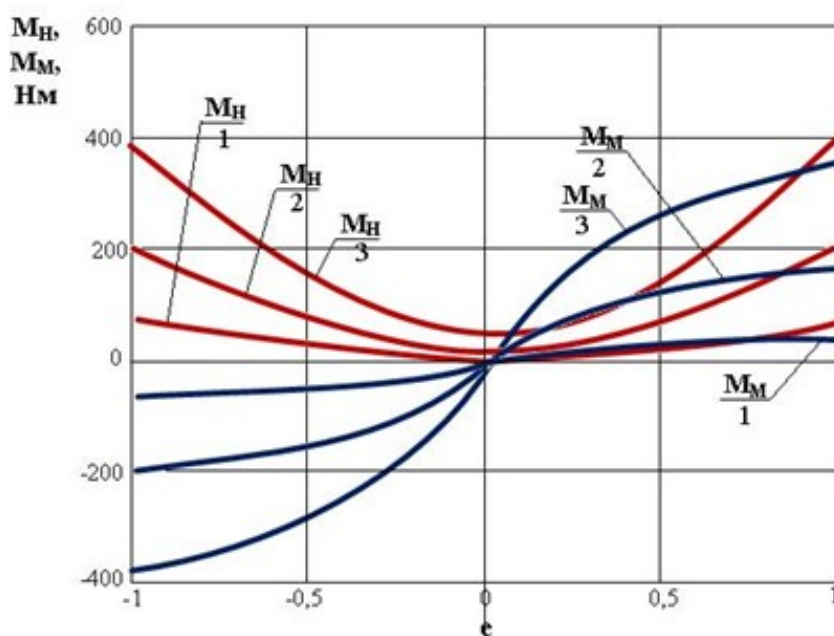


Рисунок4– Крутящий момент на валах гидронасоса и гидромотора при различных режимах нагружения

Как видно из рис. 3, 4 при высоких уровнях нагрузки, достигающих 200 – 400 Нм (1, 2 режим нагружения), общий КПД гидрообъемной передачи достаточно высок и достигает 0,83 – 0,85. При этом перепад давления в основных рабочих магистралях ГОП достигает значения 22 МПа, что соответствует режимам работы ГОП в составе двухпоточной ГОМТ трактора[4] при выполнении им основных технологических операций. Следует отметить, что режимы, соответствующие первому уровню нагрузки (давление в ГОП при этом порядка 4 МПа), не характерны для трактора при выполнении им тяговых операций. Таким образом, определенный уровень КПД (рис. 3) позволяет с уверенностью рекомендовать применение ГОП в составе ГОМТ трактора.

Выводы.

1. Выполнено экспериментальное обоснование применения бесступенчатой ГОМТс гидрообъемной передачей отечественного производства в колесном сельскохозяйственном тракторе классической компоновки.
2. Экспериментально определены основные характеристики ГОП, характеризующие целесообразность применения ГОП в составе ГОМТ.
3. Проведенный анализ подтвердил, что трактор с ГОМТ может выполнять весь комплекс тяговых и технологических операций, свойственных сельскохозяйственному трактору общего назначения тягового класса с механической трансмиссией.

Список литературы. 1. Петров В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с. 2. Бабаев О. М. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О. М. Бабаев, Л. И. Игнатов, Е. С. Кисточкин, Г. С. Соколов, В. А. Цветков. – Л.: Машиностроение, 1987. – 256 с. 3. Александров Е. Е. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. / Е. Е. Александров, В. Б. Самородов, Д. О. Волонцевич, А. С. Палащенко. – Харьков: ХГПУ, 1997. – 185 с. 4. Александров Е. Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е. Е. Александров, В. Б. Самородов, А. Т. Лебедев – Харьков: ХГАДТУ, 2001. – 642 с. 5. Щельцын Н. А. Современные бесступенчатые трансмиссии с. х. тракторов / Н. А. Щельцын, Л. А. Фрумкин, И. В. Иванов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2011. – № 11. – С. 18-24. 6. Самородов В. Б. Обзор современных трансмиссий многоосных транспортных средств / В. Б. Самородов, О. И. Деркач, И. В. Яловол, Я. М. Мормило, Н. В. Воловик, В. И. Решетило, А. Е. Павлов // Вестник НТУ «ХПИ». – 2012. – № 64(970). – С. 31–35. 7. Самородов В. Б. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий / В. Б. Самородов, А. В. Рогов, М. Б. Бурлыга, Б. В. Самородов // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобилестроение». – 2003. – № 4. – С. 3–19. 8. Samorodov V. Experimental appropriateness verification of K. Gorodetsky's mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydrolic machines / V. Samorodov, S. Shuba, O. Derkach, V. Shevtzov, N. Mittsel // Eastern European Scientific Journal. – 2014. – № 6. – P. 285–291. 9. Самородов В. Б. Исследование свойств шагового электропривода как системы управления двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссией / В. Б. Самородов, Н. А. Митцель // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 5/7 (70). – С. 52–58. 10. Митцель Н. А. Датчик крутящего момента / Н. А. Митцель // Вестник НТУ "ХПИ": зб. наук. Праць Серія: "Нові рішення в сучасних технологіях". – 2014. – № 48(1090). – С. 3–9.

Bibliography (transliterated): 1. *Petrov, V. A.*, Gidroob#jomnye transmissii samohodnyh mashin. Moscow: Mashinostroenie, 1988. 2. *Babaev, O. M., L. I. Ignatov, E. S. Kistochkin, G. S. Sokolov, V. A. Cvetkov.* Ob#emnye gidromehaniicheskie peredachi: Raschet i konstruirovaniye. Leningrad: Mashinostroenie, 1987. 3. *Aleksandrov, E. E., V. B. Samorodov, D. O. Voloncevich, A. S. Palashhenko.* Kolesnye i gusenichnyemashinyvysokojprohodimosti. V 10-ti tomah. Vol 3: Besstupenchatyetransmissii: raschet i osnovy konstruirovaniya. Kharkov: HGPU, 1997. 4. *Aleksandrov E. E., V. B. Samorodov, A. T. Lebedev.* Dinamika transportno-tjagovyh kolesnyh i gusenichnyhmashin. Kharkov: HGADTU, 2001. 5. *Shhel'cyn N. A.* "Sovremennye besstupenchatye transmissii s.-h. traktorov". Traktory i sel'skohozjajstvennyye mashiny. No.11. 2011.18–24. Print. 6. *Samorodov V. B., O. I. Derkach, I. V. Jalovol, Ja. M. Mormilo, N. V. Volovik, V. I. Reshetilo, A. E. Pavlov.* "Obzor sovremennyh transmissij mnogoosnyh transportnyh sredstv." Vestnik NTU «KhPI».No. 64 (970). 2012. 31–35. Print. 7. *Samorodov V. B., A. V. Rogov, M. B. Burlyga, B. V. Samorodov.* "Kriticheskij obzor rabot v oblasti traktornyh gidroob#emno-mehaniicheskikh transmissij." Vestnik NTU «HPI».Tematicheskijvypusk «Avtomobile- i traktorostroenie». No. 4.2003. 3–19. Print. 8. *Samorodov V., S. Shuba, O. Derkach, V. Shevtzov, N. Mittsel* "Experimental appropriateness verification of K. Gorodetsky's mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydrolic machines "Eastern European Scientific Journal. No. 6. 2014. 285–291. Print. 9. *Samorodov V. B., N. A. Mitcel* "Issledovanie svojstv shagovogo jelektroprivoda kak sistemy upravlenij advuphpotochnojgidroob#emno-mehaniicheskijtransmissiej."Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij. No. 5/7 (70). 2014. 52–58. Print. 10. *Mitcel' N. A.* "Datchik krutjashhego momenta. "Vestnik NTU "KhPI": zb. nauk. prac' Serija: "Novi rishennja v suchasnih tehnologijah". No. 48(1090). 2014. 3–9.Print.

Поступила(received) 24.02.2015

УДК 631.3-52

А. Т. ЛЕБЕДЄВ, д-р техн. наук, проф., ХНТУСГ ім. Петра Василенка, Харків

ТРАКТОРНА ЕНЕРГЕТИКА: ПРОБЛЕМИ ТА ЇХ РОЗВ'ЯЗАННЯ

Систематизовані основні напрямки розвитку тракторної енергетики на найближчі роки та перспективу, які базуються на результатах розгляду проблем у цій галузі та аналізі наукових досліджень з теорії і конструкції трактора. Даними напрямками можуть бути: агротехнологічна адаптивність, енергетична адаптація моторно-трансмісійних установок, агрофільність ходових систем, мехатроніка. Розв'язання цих проблем спрямовано на підвищення технологічної адаптації тракторів та їх екологічної безпеки, а також розв'язання питань їх автоматизації і контролю технічного стану.

ові слова: тракторна енергетика, агротехнологічна адаптивність, моторно-трансмісійні установки, ходові системи, мехатроніка.

Постановка проблеми. Основою тракторної енергетики є трактори (новолат. *tractor* – той, хто тягне, від лат. *traho* – тягну), призначені для приведення в дію приєднаних до нього або навісних машин і знарядь (сільськогосподарських, будівельних, дорожніх та ін.), а також спеціальних машин. Враховуючи тенденцію, що простежується останнім часом, до трансформації трактора з тягового в тягово-енергетичний засіб і надалі – в енергетичний необхідно виявити проблеми тракторної енергетики та визначити основні напрямки їх розв'язання.

Мета роботи. Розглянути та проаналізувати основні напрямки розвитку тракторної енергетики.

Основна частина. Починаючи з часу створення першого гусеничного трактора з паровим двигуном потужністю 20 к.с. (1896 р.) і до сьогодні трактори розвивалися у напрямку підвищення експлуатаційно-технологічних показників за рахунок підвищення потужності і маси, технічного рівня і, частково, універсальності, досягнувши високих техніко-економічних показників. В основу їх розвитку було покладено основні закономірності, розроблені В.П. Горячкиним, що стосується взаємодії енергетичних співвідношень (потужності N , опору руху агрегату P) зі швидкістю руху (V) трактора і робочої машини [1]:

$$75N = P_V = P_{\max} \left[1 - \left(\frac{V}{V_{\max}} \right)^m \right] \cdot V \text{ – для трактора;}$$

$$75N = (P + DV^m) \cdot V \text{ – для робочої (зокрема, для ґрунтообробної) машини;}$$

$$P = f \cdot G + k \cdot a \cdot b \cdot n + \xi \cdot a \cdot b \cdot n \cdot V^2 \text{ – для плуга,}$$

$$(\xi = \gamma/g)$$

де G – вага плуга;

f – коефіцієнт тертя;

$m = 2$;

k – коефіцієнт опору;

a і b – глибина і ширина шару ґрунту;

n – кількість корпусів плуга;

γ – питома вага ґрунту;

g – прискорення сили тяжіння.

Еволюцію технічної концепції тракторної енергетики [2] слід прогнозувати за співвідношенням мас енергетичної (трактори) M_{ec} і технологічної (сільгоспмашини) M_{mc} складових. На початку застосування тракторів замість живої тягової сили зберігалася нерівність $M_{ec} > M_{mc}$, на сьогодні з упровадженням широкозахватних, комбінованих агрегатів $M_{ec} \approx M_{mc}$; в перспективі слід чекати $M_{ec} < M_{mc}$.

Збільшення M_{mc} до рівня M_{ec} і вище дозволяє використовувати M_{mc} як зчіпну масу. Якщо при цьому опорним колесам технологічної частини машинно-тракторного агрегату забезпечити привід від енергозасобу, то технологічна частина перетворюється з пасивної в активну. В цьому випадку масу трактора можна істотно зменшити із збереженням тягово-зчіпних властивостей агрегату та одночасним підвищенням його енергонасиченості в порівнянні з аналогічним показником звичайного трактора тягової концепції.

Вітчизняний та закордонний досвід тракторобудування показує, що при створенні енергетичних засобів із співвідношенням $M_{ec} < M_{mc}$ більш перспективними є інтегральні трактори, які об'єднують функції трактора і робочого знаряддя та виконують весь комплекс робіт – від обробки ґрунту та вирощування сільськогосподарських культур до збирання і транспортування врожаю до місць базування [3].

Для енергетичних засобів концепції $M_{ec} < M_{mc}$ характерна наявність змінних мас, нестабільність центра мас агрегату. Аналіз і синтез подібних систем може бути виконаний з використанням законів механіки змінних мас. Однак, і на сьогодні ці методи не знайшли широкого застосування у створенні машинних агрегатів сільськогосподарського призначення, хоча теоретичні передумови з вирішення цієї проблеми були окреслені (А.Н. Бессоновим, В.С. Новосьоловим, І.І. Артоболевським, В.С. Лощиним, Л.В. Погорілим та ін.). Зокрема, для аналізу систем змінних мас І.І. Артоболевським і В.С. Лощиним запропоновано рівняння:

$$\frac{d}{d\varphi} \left[J_n \frac{\omega^2}{2} \right] = M_g(\varphi, \omega) - M_c(\varphi, \omega) + K(\varphi) \frac{\omega^2}{2},$$

де J_n, M_g, M_c – приведений до головного валу відповідно момент інерції, узагальнені моменти активних та реактивних сил (механічні характеристики двигуна і робочої машини);

$K(\varphi)$ – приведений коефіцієнт густини інерційних параметрів всієї системи в положення кута φ .

Для обґрунтування оптимальних співвідношень між параметрами та швидкостями руху мобільних машин і агрегатів П.М. Василенко [4] запропонував диференційні рівняння для моменту рухомих сил та сил опору, які склали основу досліджень з динаміки трактора і були розвинуті в роботах В.Я. Аніловича, Г.М. Кутькова та ін. [5, 6].

Накопичений обсяг нових знань дозволяє прогнозувати основні напрямки створення трактора (мобільного енергомодуля) нового покоління, що відповідає

вимогам науково-технічного прогресу. Такими напрямками для тракторної енергетики можуть бути:

- агротехнологічна адаптивність;
- енергетична адаптація моторно-трансмісійних установок;
- агрофільність ходових систем;
- мехатроніка.

Агротехнологічна адаптивність тракторної енергетики передбачає гнучку побудову тракторів на основі блочно-модульної їх компоновки, що забезпечує адаптивну вписуваність в агротехнології за габаритами, потужнісними і компоновальними параметрами. Таким чином розв'язується проблема гнучких систем механізації (ГСМ) як основи сільськогосподарської техніки першої половини ХХІ сторіччя [7, 8].

Універсальність ГСМ, основою яких є модульні енергозасоби, оцінюється коефіцієнтом універсальності K_{yn} , запропонованим Євгенко В.Г.:

$$K_{yn} = 1 - \sum_k^n \left[\frac{(d_k - d_j)}{d_k} \right],$$

де індекс k – k -й період сільськогосподарських робіт із загальною кількістю технологічних операцій;

d_j і d_k – завантаження j -го енергозасобу і тракторного парку в цілому в k -й період;

j – i -а репрезентативна ознака j -та машина, а також загальне число ознак в цій машині.

Показник гнучкості енергозасобу оцінюється кількістю операцій, які виконуються ним в технологічному процесі. Важливою характеристикою гнучкості енергозасобу є час переходу від однієї операції до іншої, а також час підготовки технологічного процесу до використання цього енергозасобу. Одним з напрямків розвитку ГСМ можуть бути модульні енергетичні засоби (МЕЗ), у яких трактор тягово-енергетичної концепції змінного тягового з'єднується з одним або кількома технологічними модулями, що забезпечують виконання як тягових, так і технологічних функцій. Вперше гіпотезу про доцільність МЕЗ запропонували в 70-ті роки минулого століття Г.М. Кутков та Є.В. Габай. Ця гіпотеза в подальшому отримала розвиток у працях В.Т. Надикто [9], А.В. Рославцева [10] та ін.

Акад. Л.В. Погорілий пропонував [7] розглядати гнучкі засоби механізації як основу "статистичної технологічної механіки", що є системою стохастичної оцінки і моделювання багаточинних технологічних процесів і визначення допустимої межі їх інтенсифікації. На цій основі запропоновано прискорити обґрунтування і розробку блочно-модульних конструкцій енерготехнологічних агрегатів високої "гнучкості" і агротехнологічної адаптивності, зокрема:

- для реалізації ресурсозбереження технологій обробітку сільськогосподарських культур, у тому числі в екстремальних погодних умовах;
- для обробки ґрунту комбінованими агрегатами, посіву і збирання зернових і технічних культур з метою максимального використання оптимальних агротехнічних строків виконання робіт і агробіологічного потенціалу ґрунтів;

- для реалізації гнучких механічних (в раціональному поєднанні з хімічними) способів знищення бур'янів, особливо під час обробітку просапних культур;
- для підвищення агротехнологічної і енергетичної інтенсивності робіт із збирання, скорочення строків збирання і зменшення втрат урожаю в 2-3 рази.

Енергетична адаптивність моторно-трансмісійних установок передбачає гнучке поєднання двигунів внутрішнього згоряння (моторів) з трансмісією, що забезпечує адаптивну вписуваність енергозасобів за енергетичними параметрами в агротехнології виробництва різних сільськогосподарських культур [3, 11].

Адаптація моторно-трансмісійних установок до різних тракторів розв'язує задачу їх енергетичної забезпеченості меншою кількістю моделей двигунів і модифікацій трансмісій. При цьому двигуни уніфікуються за коефіцієнтом крутного моменту K (відношення максимального моменту двигуна до номінального) і трансмісії – за нерозривністю потоку енергії, що передається від двигуна до споживача (робочим органам, рушію). При $K = 1,4-1,5$ двигуни постійної потужності (ДПП), вживані на більшості тракторів зарубіжних фірм – наприклад, серії G Фіатагрі ($K = 1,42$), здійснюється безступеневе автоматичне регулювання швидкості руху тракторного агрегату залежно від зміни опору руху (навантаження). В реальній експлуатації під час виконання тракторним агрегатом сільськогосподарських технологічних операцій його навантаження змінюється в межах 10-30%. Тому макроколивання навантажень можуть відстежуватися ДПП трактора лише у разі забезпечення необхідним набором передач з певними перепадами між сусідніми передачами.

Оцінка енергетичних показників варіантів трансмісій орних і універсально-просапних енергозасобів свідчить на користь застосування ДПП із збільшеним діапазоном регулювання ($K = 1,3-1,4$) і механічної ступеневої трансмісії, що перемикається на ходу в діапазонах. Перепад (q) передавальних чисел сусідніх передач (швидкостей) трансмісії для гусеничних і колісних тракторів повинен бути: $q \leq 1,4$. В такому разі, наприклад, для орно-просапного трактора з діапазоном основної робочої швидкості 4–15 км/год. і транспортної 15–40 км/год. необхідно задіювати шість передач.

При поєднанні ДПП з безступеневою трансмісією – наприклад, на тракторах фірми Fendt (запас крутного моменту двигуна 35-40%) механічна частина трансмісії являє собою двошвидкісну коробку передач, що забезпечує робочий і транспортний діапазони швидкості руху.

Фундаментальні дослідження за структурним і параметричним синтезом безступневих перспективних двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій тягово-транспортних машин виконані Є.Є. Александровим, В.Б. Самородовим та ін. [6].

Подальші шляхи удосконалення моторно-трансмісійних установок з метою їх адаптації до різноманіття сільськогосподарських агрегатів визначаються необхідністю вирішення низки прикладних технічних завдань, серед яких найважливішими є:

- створення двигунів з підвищеним запасом крутного моменту; використання парових установок, універсальних щодо вибору палива та можливих джерел заряджання (аккумуляторний варіант), про що наголошувалося в меморандумі Академії наук США 1973 р.; застосування енергозасобів з інерційним двигуном, з бортовим джерелом енергії (наприклад, водневим);
- розробка принципів оптимального комбінування тягових і приводних процесів сільськогосподарських агрегатів з метою забезпечення енергозбереження під час виконання технологічного процесу;

- обґрунтування раціональних динамічних параметрів і більш ефективних компоновальних схем універсальних енергозасобів з економічними моторно-трансмісійними установками, найбільш пристосованими для гнучких засобів механізації;

- створення автоматизованих моторно-трансмісійних установок, що забезпечують автоматичну підтримку частоти обертання приводу активних робочих органів комбінованих сільськогосподарських агрегатів.

Екологічна безпека (ЕБ) трактора – властивість трактора не перевищувати нормативних рівнів усіх видів шкідливих дій (під час роботи, обслуговування, ремонту, зберігання) на обслуговуючий персонал, населення, рослинний та тваринний світ, яка забезпечується конструктивними і технологічними чинниками, а також операціями технічного обслуговування (ТО) і ремонту в період від виготовлення до утилізації трактора. До шкідливих дій тракторів на навколишнє середовище відносять: зниження врожайності сільськогосподарських рослин, як наслідок ущільнення рушіями тракторів ґрунту та засмічення його шкідливими речовинами, що викидаються дизелями тракторів; відхилення санітарно-гігієнічних умов у кабіні трактора від нормативних.

Фундаментальні дослідження (М.Г. Беккера, В.А. Русанова та ін.) системи "рушій – ґрунт – рослина (врожай)" дозволили оцінити зміни фізичних властивостей ґрунту в результаті інтенсивної дії рушіїв мобільних енергозасобів, які створюють тиск на ґрунт в межах 100–700 кПа і руйнують його структуру [12, 13].

При цьому необхідно враховувати, що через недосконалість технологічних процесів підготовки ґрунту, догляду за рослинами, збирання врожаю різні машини проходять по полю від п'яти до п'ятнадцяти разів. Сумарна площа відбитків їх рушіїв і опорних коліс майже в два рази перевищує площу оброблюваної польової ділянки; 10–12 % площі поля піддаються дії ходових систем від шести до двадцяти разів, 65–80% – від одного до шести разів і лише 10–15% поля вільні від такої дії. В результаті глибина ущільненого шару ґрунту досягає 0,4–0,6 м. Якщо взяти до уваги, що недобір врожаю при ущільненні ґрунтів рушіями тракторів коливається в межах від 15% (універсально-просапні трактори) до 25% (трактори загального призначення), то щорічні втрати врожаю з цієї причини становлять тисячі тонн.

Механічні дії рушіїв машин на ґрунт не слід розглядати лише як ущільнюючу, оскільки одночасно відбувається руйнування його структури під дією буксування. Стирання ґрунту, утворення колії від проходу рушіїв створюють умови розвитку водної і вітрової ерозії. Ці процеси поглиблюються тенденцією до збільшення маси машин за рахунок ускладнення конструкції і появи нових вузлів і агрегатів.

Проблеми надмірного ущільнення ґрунту і руйнування його поверхневого шару можуть бути вирішені створенням досконаліших конструкцій машин, до яких відносяться блочно-модульні комбіновані енерготехнологічні засоби, що виконують декілька технологічних операцій за один прохід агрегату.

Зниження рівня тиску на ґрунт і нерівномірність його розподілу можливо також шляхом створення досконаліших рушіїв і ходових систем. Проте необхідно брати до уваги [12], що зниження ущільнення ґрунту за рахунок підвищення площі контакту не завжди забезпечує необхідні тягові властивості трактора. Це пояснюється залежністю тягової сили $P_{\max}$ трактора від опору ґрунту зсуву $\tau_{\max}$ і площі контакту A рушія з ґрунтом:

$$P_{\max} = A \cdot \tau_{\max} = A \cdot (C + p \cdot \operatorname{tg} \varphi) = A \cdot C + w \cdot \operatorname{tg} \varphi,$$

де w – вертикальне навантаження;

C і ϕ – коефіцієнти відповідно зчеплення і внутрішнього опору ґрунту зсуву;

p – тиск на ґрунт.

На ґрунтах, характерних для сільськогосподарських угідь (наприклад, суглинках), у виникненні $P_{\max}$ беруть участь $\tau_{\max}$ і A . Зусилля $P_{кр}$, що створюється на гаку машини рушієм, дорівнює різниці між дотичною силою тяги P_k і опором руху P_o . До того ж, якщо властивості ґрунту визначаються тільки коефіцієнтами C і ϕ , то $P_{\max}$ під час буксування становитиме 15–20%. Водночас з підвищенням тиску на ґрунт також підвищується опір ґрунту зсуванню. Наприклад, для ходових систем тракторів типу ЮМЗ-80 при $p = 30$ кПа маємо $\tau = 21$ кПа, а при $p \cong 100$ кПа – $\tau = 82$ кПа (тобто τ зростає приблизно в чотири рази).

Зменшення тиску на ґрунт приводить до зниження тягових показників трактора і не може в окремих випадках (наприклад, при міжрядному обробітку і оранці) компенсуватися збільшенням площі контакту рушіїв з ґрунтом.

Таким чином, рушії тягових машин сільськогосподарського призначення під час роботи вступають в протиріччя з пасивними робочими органами, що забезпечують необхідні тягові властивості і знижують тиск на ґрунт. Це викликає необхідність розробки, з одного боку, альтернативних рушіїв (наприклад, крокуючих), а з іншого – створення блочно-модульних енергетичних засобів для роботи з технологічними модулями, що мають активні робочі органи.

Подальші дослідження мають бути спрямовані на створення нових рушіїв і засобів механізації, що запобігають надмірному ущільненню ґрунту і руйнуванню його мікроструктури.

Перспективними завданнями в цьому напрямку можна назвати:

- розширення досліджень фізико-механічних властивостей ґрунтів як стохастичної системи при різних режимах динамічного навантаження від дії ходових систем мобільної техніки;
- подальший розвиток і уточнення моделей взаємодії робочих органів (активних, пасивних) з ґрунтом і потоками технологічних матеріалів як системи з розподіленими параметрами при різних режимах навантажень і різних погодних умовах, у тому числі екстремальних (підвищена вологість, засуха);
- розробка нових технологічних процесів підготовки ґрунту, догляду за рослинами, збирання врожаю та ін. з використанням гнучких засобів механізації, що забезпечують мінімальну кількість проходів мобільної техніки при обробці різних сільськогосподарських культур;
- створення ефективних розпушувачів слідів рушіїв у шарі 0–10 і 0–20 см і вдосконалення знарядь для безполицевого розпушення ґрунту на глибину 50–70 см.

Мехатроніка передбачає вирішення питань аналізу і синтезу засобів автоматизації, систем контролю технічного стану агрегатів і систем та керування машинними агрегатами.

Першою ґрунтовою працею з автоматизації сільськогосподарського виробництва була фундаментальна праця П.М. Василенка, І.І. Василенка [14]. У подальшому дослідження зі створення систем контролю агрегатів і систем трактора були виконані Л.І. Гром-Мазничевським, С.А. Іофіновим, Г.Б. Шипилевським та ін.

Загальна тенденція вдосконалення засобів автоматизації, контролю і керування машинними агрегатами, зокрема, на зарубіжній тракторній техніці [15], спрямована не лише на реєстрацію і регулювання основних параметрів тракторів і сільгоспмашин, але

й на контроль їх продуктивності, витрати палива, підвищення безпеки і якості робіт. Фахівці фірми Massey-Ferguson (Канада) визначили для всього спектру машин, що випускаються, 122 функції, виконання яких може бути передано електронним системам.

Деякі інформаційні системи, встановлені на закордонних тракторах, наприклад, Infomat 2 ELS фірми Steyr, аналізують сигнали датчиків частоти обертання колінчастого вала двигуна, тривалості впорскування палива, швидкості руху трактора і автоматично перемикають передачі без розриву потоку потужності.

Застосування системи Infomat дозволяє одержувати тягову характеристику, теоретично схожу з тяговою характеристикою трактора, оснащеного двигуном постійної потужності при недосяжному дотепер запасі крутного моменту в 51%. Оператор в цьому випадку може сконцентрувати свою увагу на контролі якості роботи при автоматичному варіюванні швидкості трактора в межах від 3,4 до 8,4 км/год.

На жаль, впровадження на вітчизняних тракторах бортових комп'ютерів, електронних регулюючих систем Alltronic, Infomat 2 ELS та ін. є завданням на далеку перспективу. Найближчим часом необхідно зосередити зусилля на вирішенні прикладних завдань, серед яких найважливішими є:

- розробка теорії систем сільськогосподарської мехатроніки, що включає елементи різної фізичної природи (механічні, гідравлічні, електричні і ін.);
- розробка працездатних і простих систем контролю завантаження двигуна, систем автоматичного регулювання процесів взаємодії енергозасобів і робочих машин, копіювання поверхні поля і автоматичного водіння машинно-тракторних агрегатів.

Висновки. Зважаючи на тенденцію до трансформації трактора з тягового в тягово-енергетичний засіб для агрегування з комбінованими сільськогосподарськими агрегатами, що мають активні робочі органи, і надалі – в енергетичний засіб з розгалуженою системою відбору потужності, необхідно виконати теоретичні дослідження тягово-енергетичних та енергетичних засобів у напрямку раціонального співвідношення мас енергетичної і технологічної частин, обґрунтованого їх типу, керованості і стійкості руху та ін.

Поки не визначено місце в системі машин тракторів енергетичної концепції, не напрацьовані способи агрегування їх з сільгоспмашинами, не встановлені агротехнічні вимоги до тракторів проміжної тягово-енергетичної концепції. Тобто, наука про трактор відстає від потреб практики тракторобудування. Це може особливо гостро виявиться при практичній реалізації тягово-енергетичної і енергетичної концепцій тракторної енергетики.

Список літератури: 1. Горячкин В. П. Собрание сочинений в 7-ми томах / В. П. Горячкин; под ред. Н. Д. Лучинского. – М.: Сельхозгиз, 1937. – Т. 3. – 164 с. 2. Кутьков Г. М. Технологические основы мобильных энергетических средств / Г. М. Кутьков. – М.: Изд-во МГАУ, 1999. – 150 с. 3. Ксенович И. П. Сельскохозяйственные трактора нетрадиционных компоновок / И. П. Ксенович, А. П. Парфенов, С. Е. Либицис. – Мн.: ПолиБит, 1998. – 210 с. 4. Василенко П. М. Введение в земледельческую механику / П. М. Василенко; под ред. Л. Погорелого и В. Василенко. – К.: Сільгоспосвіта, 1996. – 252 с. 5. Барский И. Б. Динамика трактора / И. Б. Барский, В. Я. Анилович, Г. М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с. 6. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е. Е. Александров, Д. О. Волонцевич, А. Т. Лебедев [и др.]. – Х.: Изд-во ХГАДУ, 2001. – 642 с. 7. Погорілий Л. В. Сучасні проблеми землеробської механіки і машинознавства при

створенні сільськогосподарської техніки нового покоління / *Л. В. Погорілий* // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХДТУСГ. – Х.: Вид-во ХДТУСГ, 2003. – Вип. 20. – С. 10–27. **8.** Світові тенденції розвитку мобільної енергетики і їх прогноз для України на початок XXI століття / *В. Г. Євтенко, Л. В. Погорілий, Л. Г. Гром-Мазнічевський* [та ін.]; за ред. *Л. В. Погорілого*. – К.: Сільгоспосвіта, 1997. – 68 с. **9.** *Надыкто В. Т.* Агрегатирование модульных энергетических средств / *В. Т. Надыкто*. – Мелітополь: Вид-во ММД, 2003. – 240 с. **10.** *Рославцев А. В.* Колесные тракторы кл. 3: улучшение тягово-сцепных и эксплуатационно-технологических качеств / *А. В. Рославцев* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1992. – № 8. – С. 8–13. **11.** Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / *И. П. Ксенович, В. В. Гуськов, Н. Ф. Бочаров* [и др.]; под общ. ред. *И. П. Ксеновича*. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с. **12.** *Беккер М. Г.* Введение в теорию систем «местность – машина»: пер. с англ. / *М. Г. Беккер*. – М.: Машиностроение, 1973. – 519 с. **13.** *Русанов В. А.* Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения / *В. А. Русанов*. – М.: Изд-во ВИМ, 1998. – 368 с. **14.** *Василенко П. М.* Автоматизация процессов сельскохозяйственного производства / *П. М. Василенко, И. И. Василенко*. – М.: Колос, 1964. – 273 с. **15.** *Мачульский Ф. Ф.* Электронные средства автоматического управления на зарубежных тракторах / *Ф. Ф. Мачульский, Т. В. Новиков, Г. Б. Шипилевский* // Тракторы и сельхозмашины. – 1983. – № 10. – С. 55–60.

Bibliography (transliterated): **1.** *Gorjachkin V. P.* Sbranie sochinenij v 7-mi Vol. Ed. *N. D. Luchinskogo*. Moscow: Sel'hozgiz, 1937. Vol 3. **2.** *Kut'kov, G. M.* Tehnologicheskie osnovy mobil'nyh jenergeticheskikh sredstv. Moscow: Izd-vo MGAU, 1999. **3.** *Ksenevich I. P., Parfenov, A. P., Libcis, S. E.* Sel'skohozjajstvennye traktora netradicionnyh komponovok. Minsk: PoliBit, 1998. **4.** *Vasilenko P. M.* Vvedenie v zemledel'cheskuju mehaniku. Ed. *L. Pogorelogo and V. Vasilenko*. Kiev: Sil'gospovita, 1996. **5.** *Barskij, I. B., Anilovich V. Ja., Kut'kov G. M.* Dinamika traktora. Moscow: Mashinostroenie, 1973. **6.** *Aleksandrov E. E. et al.* Dinamika transportno-tjagovyh kolesnyh i gusenichnyh mashin. Kharkov: Izd-vo HGADU, 2001. **7.** *Pohorilyy L. V.* Suchasni problemy zemlerobs'koyi mekhaniky i mashynoznavstva pry stvorenni sil'skohospodars'koyi tekhniky novoho pokolinnja. Mekhanizatsiya sil'skohospodars'koho vyrobnytstva: Visnyk KhDTUS·H. Kharkov: Vyd-vo KhDTUS·H, 2003. Vyp. 20. 10–27. Print. **8.** *Yevtenko V. H. et al.* Svitovi tendentsiyi rozvytku mobil'noyi enerhetyky i yikh prohnoz dlya Ukrayiny na pochatok XXI stolittya. Ed. *L. V. Pohoriloho*. Kiev: Sil'hosposvita, 1997. **9.** *Nadykto, V. T.* Agregatirovanie modul'nyh jenergeticheskikh sredstv. Melitopol': Vid-vo MMD, 2003. **10.** *Roslavcev A. V.* Kolesnye traktory kl. 3: uluchshenie tjagovo-scepnyh i jekspluatacionno-tehnologicheskikh kachestv. Traktory i sel'skohozjajstvennye mashyny. 1992. No 8. 8–13. Print. **11.** *Ksenevich I. P. et al.* Traktory. Proektirovanie, konstruirovanie i raschet. Ed. *I. P. Ksenevich*. Moscow: Mashinostroenie, 1991. **12.** *Bekker M. G.* Vvedenie v teoriju sistem «mestnost' – mashina»: per. s angl. Moscow: Mashinostroenie, 1973. **13.** *Rusanov V. A.* Problema pereuplotnenija pochv dvizhiteljami i jeffektivnye puti ee reshenija. Moscow: Izd-vo VIM, 1998. **14.** *Vasilenko P. M., Vasilenko I. I.* Avtomatizacija processov sel'skohozjajstvennogo proizvodstva. Moscow: Kolos, 1964. **15.** *Machul'skij F. F., Novikov T. V., Shipilevskij G. B.* Jelektronnye sredstva avtoma-ticheskogo upravlenija na zarubezhnyh traktorah, Traktory i sel'hozmashyny. 1983. No 10. 55–60. Print.

Надійшла (received) 12.02.2015

УДК 621.793.7

С. А. ЛУЗАН, д-р техн. наук, проф., ХНАДУ, Харьков

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ ШАССИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ ВО ВРЕМЯ ИХ ВОССТАНОВИТЕЛЬНОГО РЕМОНТА

Исследована динамика изнашивания плазменных покрытий ПГ-10Н-01 и установлена зависимость величины износа покрытий от наработки. Установлено, что динамика износа от наработки исследованных износостойких материалов покрытий ПГ-10Н-01 и ПГ-12Н-01 имеют одинаковый характер, наименьшая величина износа у покрытия ПГ-10Н-01, что в 6,4 раза меньше чем у стали 45.С целью повышения ресурса восстановленного вала привода переднего и заднего мостов трактора типа Т-150К рекомендовано применять способ плазменного напыления порошкового материала ПГ-10Н-01.

Ключевые слова: плазменнонапыление, покрытие, износ, ресурс, порошковый материал.

Введение. Парк автотранспортных средств в Украине по техническому уровню, моральному и физическому износу требует восстановления, сроки амортизации почти у 50 % машин значительно превышены (более 10 лет), однако, они продолжают эксплуатироваться. Ресурс двигателя после ремонта по техническим условиям должен быть не ниже 80 % ресурса нового двигателя, однако в действительности составляет только 30–50 %. Затраты средств на техническое обслуживание и ремонт тракторов, автомобилей за весь срок службы в 3–6 раз превышают стоимость их изготовления. Средняя наработка на отказ трактора Т-150 в 2 раза, а срок службы в 2–3 раза меньше, чем у зарубежных аналогов. В данной ситуации возникает острая необходимость в повышении долговечности деталей при ремонте колесных тракторов.

Анализ основных достижений и литературы. Практика эксплуатации машин и оборудования подтверждает, что наиболее распространенной причиной их выхода из строя, в 80 случаях из 100, является не поломка, а износ и повреждение рабочих поверхностей [1–6]. Одной из основных причин преждевременного выхода из строя деталей двигателей после капитального ремонта является качество восстановленных деталей, которое определяется применяемой технологии ремонта и правильностью выбора способа восстановления и упрочнения изношенных поверхностей детали.

Известно, что на поддержание работоспособности тракторов за срок их службы затрачивается средств в 3 – 4 раза больше, чем на их изготовление. При этом 60–80% этих средств расходуется на устранение отказов и неисправностей. На ремонт тракторов задействовано в 4 раза больше производственных мощностей, чем на их изготовление. Легковой автомобиль, имеющий массу 1000 кг, становится непригодным для ремонта, если потеря его массы от износа составит 1 кг, а также подсчитано, что до списания трактора Т-130 на запасные части для ремонта и технического обслуживания нужно израсходовать столько же металла, сколько он весит сам – 12000 кг [7].

В нормативах надежности, для оценки долговечности тракторов и их основных составных частей используется ресурс до первого капитального ремонта (ГОСТ 26817-86) с заданной гарантированной вероятностью безотказной работы. Данные о ресурсах некоторых моделей сельскохозяйственных тракторов, выпускаемых в СНГ, приведены в табл. 1 [8].

В идеале ресурс деталей должен быть равен ресурсу машины в целом. Но это условие на сегодняшний день не выполняется. Реальный же ресурс отремонтированной техники по сравнению с новой составляет не более 50% (хотя по ГОСТ 18524-85 должен быть не ниже 80%), скорость изнашивания деталей после ремонта возрастает в

© С.А. Лузан, 2015

1,6–2,0 раза [9]. Положение значительно усугубляется вследствие роста дефицита и стоимости запасных частей.

Таблица 1 – Нормативы долговечности тракторов и их основных составных частей

Класс и тип трактора	90 – процентный ресурс до первого капитального ремонта тыс. м. ч., не менее		
	трактор	двигатель	трансмиссия
Колесные			
0,6	10	10	10
0,9	10	10	10
1,4*	10/12	10/12	10/12
2,0	12	12	12
3,0; 5,0	10	10	10
Гусеничные			
2,0**	9/10	9/10	9/10
3,0; 4,0	10	10	10
* В числителе – для тракторов с двигателями мощностью более 55 кВт, в знаменателе с мощностью 55 кВт и менее.			
** В числителе с мощностью двигателя 51 кВт.			

В монографии [8] на основе анализа влияния ряда факторов: нагрузки, частоты вращения, степени загрязнения смазочной среды, конструктивных особенностей узлов, сопряжений на интенсивность изнашивания и динамику накопления усталостных повреждений, а также с учётом накопленного опыта повышения работоспособности деталей и узлов на Харьковском тракторном заводе была определена номенклатура деталей шасси колесных тракторов типа Т-150К, требующих повышения долговечности. Номенклатура содержит 36 деталей. Одной из числа наиболее ответственных деталей, определяющих ресурс трактора, являются валы привода переднего и заднего мостов, которые установлены в раздаточной коробке. В процессе эксплуатации происходит износ поверхности шейки вала под сальниками, что приводит к появлению течи масла.

В целом современное ремонтное предприятие по уровню организации и технического оснащению ещё не в полной мере отвечает требованиям, которые позволяют обеспечить требуемые показатели качества ремонта деталей двигателей. Показатель безотказности и ресурса капитально отремонтированных двигателей составляет 50–60% от соответствующих значений новых, хотя по ГОСТ 18523-79 должен быть не менее 80 % [10].

На основе вышеизложенного следует, что проблема повышения ресурса деталей шасси колесных тракторов во время их восстановительного ремонта является актуальной.

Одним из эффективных направлений решения данной проблемы – применение плазменного способа нанесения износостойких покрытий.

Цель исследований, постановка задачи. Разработка предложений по повышению ресурса восстановленного вала привода переднего и заднего мостов трактора типа Т-150К.

Результаты исследований. Сравнительную оценку износостойкости восстановленной поверхности плазменным напылением производили по средней скорости изнашивания восстановительного покрытия и стали 45, термообработанной до твердости HRC 50.

Для определения средней скорости изнашивания восстановительного покрытия были выполнены исследовательские работы по определению величины износа от наработки сопряжения. Сравнительные испытания по изнашиванию восстановительных плазменных покрытий проводили на машинетрения типа МИ по схеме диск-колодка в среде индустриального масла марки И-20 при следующих режимах: средняя окружная скорость скольжения 0,42 м/с, удельное давление на колодку при нормальном механохимическом процессе изнашивания составляло 8,0 МПа, площадь поверхности трения 1,8 см². Диски и колодки изготавливали из стали 45, покрытие напылялось на диск, колодки подвергались термообработке (закалка и отпуск) до твердости HRC 50. Величину линейного износа оценивали по формуле

$$I = \frac{\Delta G}{\gamma \cdot F}, \quad (1)$$

где ΔG – изменение массы образца при испытании, кг;

γ – плотность изношенного материала, кг/м³;

F – площадь контакта образцов, м²

Для исследования динамики изнашивания восстановительных покрытий выбраны наиболее применяемые износостойкие порошки марки ПГ-10Н-01 и ПГ-12Н-01 на основе никеля ТУ У 322-19-004-96, изготавливаемые ОАО «Торезтвёрдосплав».

Полученные экспериментальные кривые свидетельствуют о нелинейном характере динамики изнашивания, рис. 1.

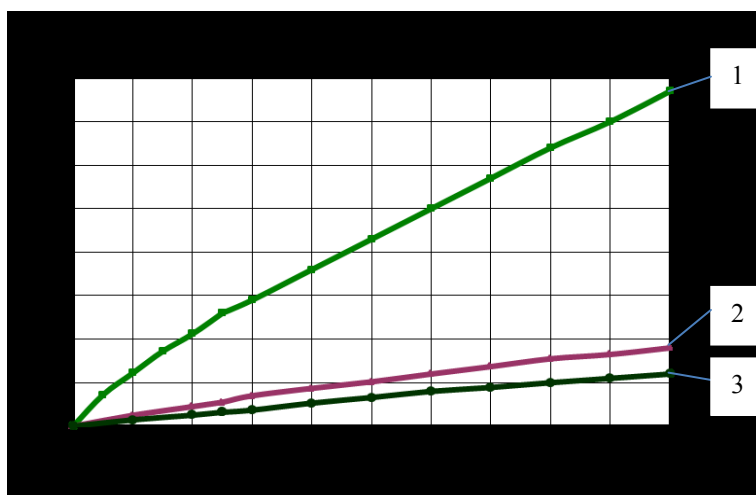


Рисунок 1 – Динамика изнашивания восстановительных покрытий в зависимости от наработки: 1 – сталь 45 HRC 52; 2 – покрытие ПГ-12Н-01; 3 – покрытие ПГ-10Н-01

Причем, как видно из характера полученных зависимостей, нелинейность в большей степени проявляется в начальный период испытаний и по мере нарастания наработки приближается к линейной зависимости по времени. Этот начальный период

составляет $t \sim 2,5$ часа. За это время происходит приработка образцов и обеспечивается контакт по всей поверхности трения, после чего наступает процесс нормального механохимического изнашивания. Длительность испытаний 10 часов выбрана с учетом обеспечения получения достоверных и воспроизводимых результатов.

Как следует из рис. 1, кривые зависимостей динамики изнашивания от наработки для исследованных материалов покрытий имеют одинаковый характер, и наименьший износ у покрытия ПГ-10Н-01, который в 6,4 раза меньше чем у стали 45 HRC 50 в среде индустриального масла И-20. Поэтому для восстановления вала привода моста был выбран порошковый материал марки ПГ-10Н-01 системы Ni-Cr-B-Si.

В результате аппроксимации экспериментальных кривых (рис. 2) установлены зависимости величины износа (I) поверхности цилиндрической детали от времени наработки (t) (2) и (3):

$$I_1 = 6,85t + 8,77 \quad (2)$$

$$I_2 = 1,18t + 0,46 \quad (3)$$

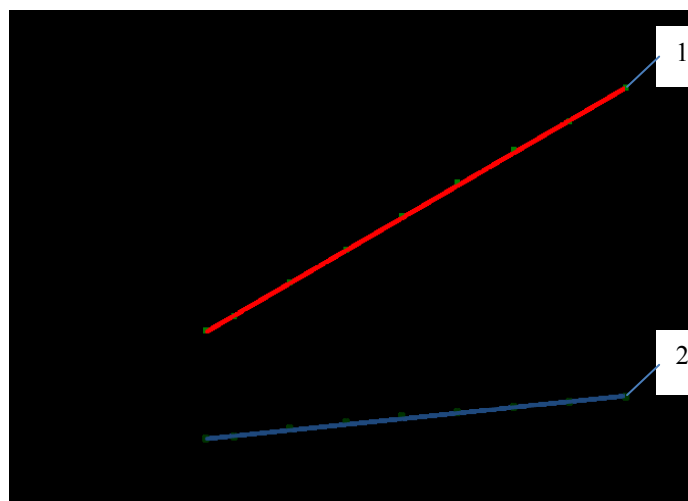


Рисунок 2 – Зависимость величины износа восстановительных покрытий от наработки: 1 – сталь 45 HRC 50; 2 – покрытие ПГ-10Н-01

Аппроксимацию проводили для интервала наработки $0 \leq t \leq 2,5$ ч (посленачального периода испытаний – приработки), коэффициенты корреляции $R_1 = R_2 = 0,99$.

Увеличить ресурс при ремонте деталей возможно путем формирования восстановительных износостойких слоев на рабочих поверхностях деталей, у которых скорость изнашивания не превышает такую, при которой величина износа достигает предельного состояния при заданной наработке.

Для определения скоростей изнашивания (V) необходимо продифференцировать уравнения (2) и (3) [11]. Таким образом, скорость изнашивания восстановительных покрытий в процессе нормального механохимического изнашивания составляет: ПГ-10Н-01 – 1,18 мкм/ч, а стали 45 HRC 50 – 6,85 мкм/ч., другими словами износостойкость восстановительного покрытия ПГ-10Н-01 в 5,8 раз выше, чем стали 45 HRC 50.

Эксплуатационные испытания опытного выходного вала привода переднего моста (рис. 3) в раздаточной коробке трактора Т-150К, отличающегося от серийного напылением шейки сплавом ПГ-10Н-01, проводились по маршруту Харьков-Мартовая,

включаю щому дороги различного характера: асфальт, булыжная, грунтова я.



Рисунок 3 – Вал привода переднего моста трактора Т-150К с покрытием шейки ПГ-10Н-01: а – после напыления; б – после шлифовки

Загрузка – балластный груз массой 3,5 т, установленный на задней полураме или груженый прицеп ПТС-9 общей массой 8 т. Объем испытаний 2000 моточасов.

Проведенная в конце испытаний (наработка 2754 моточаса, 70266 км пробега) техническая экспертиза показала, что износ поверхности шейки вала, замеренный индикаторной головкой, составил 0,03 0,02 мм от контакта с пыльником и наружной манжетой соответственно, под второй манжетой износа нет, только следы натирания. Средний износ шейки серийного вала при наработке 2500–3500 моточасов достигает 0,172 мм, т.е. в 5,7 – 8,6 раз больше, чем у вала с напылением.

Таким образом, результаты эксплуатационных испытаний подтверждают результаты сравнительных испытаний по изнашиванию восстановительных плазменных покрытий, полученные на машине трения типа МИ.

Выводы. На основе исследований динамики изнашивания плазменных покрытий ПГ-10Н-01 установлена зависимость величины износа восстановительных покрытий от наработки.

Установлено, что динамики изнашивания от наработки для исследованных износостойких материалов покрытий ПГ-10Н-01 и ПГ-12Н-01 имеют одинаковый характер, наименьшая величина износа у покрытия ПГ-10Н-01, который в 6,4 раза меньше чем у стали 45 HRC 52 в среде индустриального масла И-20.

Результаты эксплуатационных испытаний подтверждают результаты сравнительных испытаний по изнашиванию на машине трения, поэтому с целью повышения ресурса восстановленного вала привода переднего и заднего мостов трактора типа Т-150К рекомендуется применять способ плазменного напыления порошкового материала ПГ-10Н-01 системы Ni-Cr-B-Si.

Список литературы: 1. Гаркунов Д. Н. Триботехника (конструирование, изготовление и эксплуатация машин): [учебник] / Гаркунов Д. Н. – М. : МСХА, 2002. – 632 с. 2. Лебедев С. Повышение безотказности тракторов в реальных условиях эксплуатации / С. Лебедев // Техніка і технології АПК. – К., 2011. – № 3.– С. 14-17. 3. Мигаль В.Д. Концепция, критерии оценки и программа работ по повышению надежности сельскохозяйственной техники / В.Д. Мигаль //Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1997. – № 4. – С. 26-29. 4. Ксенович И.П. Обеспечение надежности сложных технических систем на стадии проектирования / И.П. Ксенович // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2009. – № 1. – С. 36-42. 5. Кугель Р. В. Основные задачи проблемы надежности машин / Р. В. Кугель // Вестник машино-строения. – 1981. – № 11. – С. 49-55. 6. Асоян А. Р. Анализ физико-механических свойств металла коленчатых валов, восстановленных нанесением наплавочных металлопокрытий/ А. Р.

Асоян и др. // Автотранспортное предприятие. – 2012. – №4. – С. 45-48. **7.** Капитальный ремонт автомобилей / [под ред. *Р.Е. Есенберлина*]. – М. : Транспорт, 1989. – 335 с. **8.** *Кухтов В.Г.* Долговечность деталей шасси колёсных тракторов. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 292 с. **9.** Тракторы сельскохозяйственные. Сдача тракторов в капитальный ремонт и выпуск из капитального ремонта. Технические условия: ГОСТ 18524-85. – [Действующий с 1987-01-01]. – М.: Изд-во стандартов, 1993 – 15 с. **10.** Дизели тракторные и комбайновые. Сдача в капитальный ремонт и выпуск из капитального ремонта. Технические условия : ГОСТ 18523-79. – [Действующий с 1981-01-01]. – М. : Изд-во стандартов, 1991 – 16 с. **11.** *Лузан С.О.* Нормування швидкості зношування і методика визначення товщини відновлювального покриття деталей засобів транспорту / *С.О. Лузан* // Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2013. – Вип. 139. – С. 51-57.

Bibliography (transliterated): **1.** *Garkunov D. N.* Tribotekhnika (konstruirovaniye, izgotovleniye i jekspluatacijamashin): [uchebnik] / *Garkunov D. N.* – Moscow: MSHA, 2002. – 632 p. **2.** *Lebedev S.* Povysheniye bezotkaznosti traktorov v real'nyh usloviyah jekspluatatsii / *S. Lebedev* . Tekhnika i tehnologii APK. – Kiev, 2011. – No 3. – P. 14–17. **3.** *Migal' V.D.* Konceptsiya, kriteriiy ocenki i programma rabot po povysheniyu nadezhnosti sel'skohozjajstvennoj tekhniki / *V.D. Migal'* . Traktory i sel'sko-hozjajstvennyemashiny. – 1997. – No 4. – P. 26-29. **4.** *Ksenevich I.P.* Obespecheniye nadezhnosti slozhnyh tekhnicheskikh sistem na stadii proektirovaniya / *I.P. Ksenevich* . Traktory i sel'skohozjajstvennyye mashiny. – 2009. – No 1. – P. 36-42. **5.** *Kugel' R. V.* Osnovnyye zadachi problemy nadezhnosti mashin / *R. V. Kugel'* . Vestnik mashino-stroeniya. – 1981. – No 11. – P. 49-55. **6.** *Asojan A. R.* Analiz fiziko-mekhanicheskikh svoystv metalla kolenchatykh valov, vosstanovlennykh naneseniem naplavochnykh metallopokrytij/ *A. R. Asojan i dr.* Avtotransportnoye predpriyatie. – 2012. – No4. – P. 45-48. **7.** Kapital'nyy remont avtomobilej / [podred. *R.E. Esenberlina*]. – Moscow: Transport, 1989. – 335 p. **8.** *Kuhtov V.G.* Dolgovechnost' detalej shassi koljosnykh traktorov. – Kharkov: KhNADU, 2004. – 292 p. **9.** Traktory sel'skohozjajstvennyye. Sdacha traktorov v kapital'nyy remont i vypusk iz kapital'nogo remonta. Tekhnicheskie uslovija : GOST 18524-85. – [Dejstvujushhij s 1987-01-01]. – Moscow: Izd-vo standartov, 1993 – 15 p. **10.** Dizeli traktornye i kombajnovye. Sdacha v kapital'nyy remont i vypusk iz kapital'nogo remonta. Tekhnicheskie uslovija : GOST 18523-79. – [Dejstvujushhij s 1981-01-01]. – Moscow: Izd-vo standartov, 1991 – 16 p. **11.** *Luzan S.O.* Normuvannja shvidkosti znoshuvannja i metodika viznachennja tovshhiny vidnovljuval'nogo pokryttja detalej zasobiv transportu / *S.O. Luzan* . Problemi nadijnosti mashin ta zasobiv mehanizacii sil'skogospodars'kogo virobnictva: Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu sil'skogo gospodarstva im. Petra Vasilenka. – Kharkov: KhNTUSG, 2013. – Vip. 139. – P. 51-57.

Поступила(received) 02.02.2015

УДК 631.372

А. Ю. РЕБРОВ, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ»;

Р. П. МИГУЩЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ ПРИМЕНЯЕМОСТИ ШИН НА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРАХ

Предложена методика определения эффективности использования тракторных шин по коэффициенту эффективности шин на тяговых технологиях. Рассмотрены данные применения типоразмеров шин на зарубежных сельскохозяйственных тракторах. Приведены результаты теоретических исследований перспективности комплектования отечественных тракторов шинами, которые используются зарубежными производителями тракторов.

Ключевые слова: тракторная сельскохозяйственная пневматическая шина, типоразмер шины, обод колеса, типовая сельскохозяйственная операция.

Введение. Ходовые системы (в частности шины) являются одним из важнейших показателей тракторов. Наряду с массой трактора и мощностью двигателя шины во многом определяют технико-экономические показатели колесных тракторов и машинно-тракторных агрегатов (МТА). Колесные тракторы занимают преобладающий сегмент в сельскохозяйственном тракторостроении. На долю колесных тракторов приходится до 95% всех производимых зарубежными компаниями тракторов. Правильный выбор шин для сельскохозяйственных тракторов существенно повышает технико-экономические, тягово-энергетические показатели и производительность МТА, а также обеспечивает агротехнически допустимое воздействие на почву.

Поэтому представляет интерес анализ опыта мирового тракторостроения в области комплектации выпускаемых тракторов соответствующими типоразмерами шин, а также рассмотрение перспектив комплектации отечественных тракторов новыми шинами.

Анализ последних достижений и публикаций. Проблематике обоснованного выбора шин в литературе уделено достаточно мало внимания, несмотря на то, что этот вопрос во многом влияет на показатели эффективности сельскохозяйственных тракторов. Современные всемирно известные марки фирм-производителей тракторной техники в основном являются представителями ведущих транснациональных корпораций [1]. Среди них корпорация AGCO Corporation, в состав которой входят: Challenger (United Kingdom, Великобритания) [2], Valtra (Finland, Финляндия) [3], Massey Ferguson (France, Франция), Fendt (Germany, Германия), White (USA, США) [2]. В состав корпорации CNH входят: Case IH (United Kingdom, Великобритания), New Holland (United Kingdom, Великобритания), Steyr (Austria, Австрия) [2]. Одно из лидирующих мест по объемам продаж тракторов занимает всемирно известная корпорация John Deere (USA, США) [2]. В Европе наряду с указанными производителями, практически без отставания по объемам продаж позиционируется корпорация Same-Deutz-Fahr [4], в состав которой входят: Same (Italy, Италия) [5], Deutz-Fahr (Germany, Германия), Lamborghini (Italy, Италия) [6], Hurlimann (Switzerland, Швейцария) [7]. В состав корпорации ARGO входят производители тракторов, [8]: McCormick (United Kingdom, Великобритания) [9], Landini (Italy, Италия). На североамериканском континенте также хорошо зарекомендовали себя тракторы Buhler Versatile (Canada, Канада) [10], а в Европе Claas (Germany, Германия) [11].

Цель и постановка задачи. Цель данной работы является анализ

© А.Ю. Ребров, Р.П. Мигущенко, 2015

применяемости шин на тракторах зарубежного производства с учетом их возможной взаимозаменяемости, а также рассмотрение вопроса комплектации тракторов отечественного производства перспективными, широко используемыми типоразмерами шин. Обоснованием применения новых шин на отечественных тракторах является высокая взаимозаменяемость шин на ободе колеса, расширение альтернативных поставщиков шинной продукции, а также повышение технико-экономических показателей трактора на новых шинах.

Анализ применяемости шин на сельскохозяйственных тракторах зарубежного производства. Для анализа были выбраны колесные тракторы мировых производителей в диапазоне мощностей двигателей от 80 кВт до 400 кВт (масса от 4480 кг до 23083 кг) – всего 1108 моделей, которые в течение последних нескольких лет представлены на мировом рынке [2, 12].

Учитывая, что в мировой практике тракторостроения преобладают трактора классической компоновки 4К4а, анализ производился для шин задних колес тракторов. В ходе анализа было определено количество тракторов, на которое устанавливается соответствующие типоразмеры шин. Далее типоразмеры шин сортировались по количеству тракторов, на которых они применяются. Результаты для наиболее распространенных типоразмеров шин приведены на рис. 1.

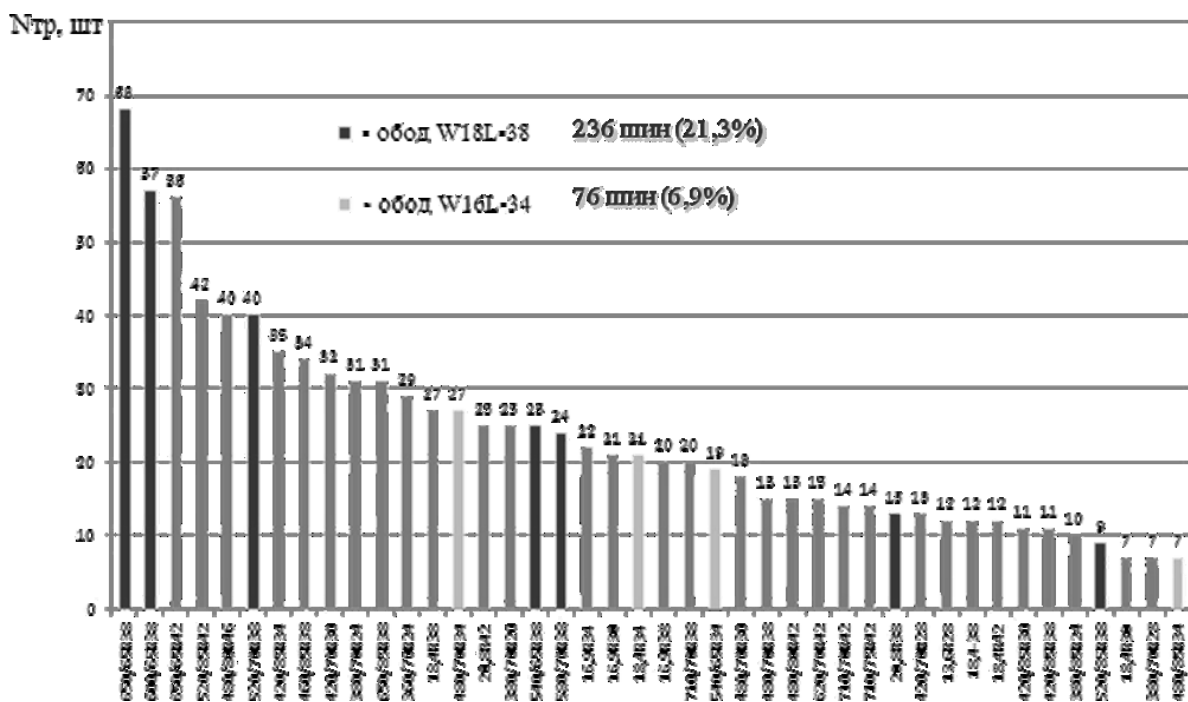


Рисунок 1 – Применяемость типоразмеров тракторных шин на зарубежных тракторах (Nтр, шт)

Также были установлены наиболее распространенные ободья колес. Так наиболее распространенными оказались ободья W18Lx38 и W16Lx34. На ободе W18Lx38 могут монтироваться следующие типоразмеры шин (в зависимости от рекомендаций производителя): 650/65 R38 – 68 тракторов; 600/65 R38 – 57 тракторов; 520/70 R38 – 40 тракторов; 540/65 R38 – 25 тракторов; 580/70 R38 – 24 трактора; 20,8 R38 – 13 тракторов; 520/85 R38 – 9 тракторов (всего 236 тракторов – 21,3% выборки). На ободе W16L-34 могут монтироваться следующие типоразмеры шин:

480/70 R34 – 68 тракторів; 18,4 R34 – 57 тракторів; 540/65 R34 – 40 тракторів; 480/85 R34 – 25 тракторів (всього 76 тракторів – 6,9% виборки).

Альтернативой ободу W18Lx38 может быть обод DW20Bx38 (в большинстве случаев они взаимозаменяемы). В зависимости от производителя рекомендуемым и допускаемым могут быть оба обода.

Далее был произведен анализ возможного повышения чистой производительности при установке разных типоразмеров шин на обод W18Lx38 для трактора эксплуатационной массой 9000 кг и мощностью двигателя 240 л.с. Для анализа были выбраны шины 540/65 R38, 580/70 R38, 650/65 R38, 600/65 R38, 20,8 R38, 520/85 R38, 520/70 R38 – 2, 2, 4, 3, 3, 3, 3-х производителей соответственно (всего 20 вариантов). В выбранном ряде шин представлены такие производители как Good Year, Michelin, Mitas, Rosava, Белшина. Шины обеспечивают максимальную грузоподъемность 3075–4740 кг при максимальном давлении 0,16–0,24 МПа и грузоподъемность 1670–3085 кг при минимально допустимом давлении 0,04–0,06 МПа. Указанный ряд шин сравнивался с шинами 23,1 R26 производства Rosava (Украина).

Шины сравнивались по теоретически определенному коэффициенту эффективности на тяговых технологиях, таких как вспашка и культивация. При определении коэффициента эффективности моделировалась работа тракторного двигателя во всем нагрузочно-скоростном диапазоне. Производительность при выполнении технологических процессов вспашки и культивации рассчитывалась на 4 передачах основного тягового диапазона трактора-прототипа.

Так как на некоторых передачах максимальная производительность достигалась при повышенном буксовании, превышающем 15 %, или вне пределов скоростного режима технологической операции (в частности для вспашки 1,6...3,0 м/с – 5,8...10,8 км/ч). Поэтому для корректировки полученных результатов определялась среднеинтегральная производительность с учетом ограничений по буксованию переднего и заднего ведущих мостов:

$$\delta_{п,з} \leq \delta_{доп} = 0,15, \quad (1)$$

и с учетом ограничений скоростного режима технологической операции:

$$V_{min} \leq V \leq V_{max}. \quad (2)$$

Среднеинтегральная чистая производительность определялась с использованием соотношения:

$$S_{инт} = \frac{V_S}{R_O}, \quad (3)$$

где V_S – объем, заключенный под поверхностью производительности, которая зависит от нагрузочного и скоростного режима работы двигателя на соответствующей передаче и определяется с учетом ограничений (1) и (2);

R_O – поле режимов работы двигателя с учетом ограничений (1) и (2).

$$V_S = \int_0^{M_{max}} \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} K_{\Sigma} \cdot S(M, \omega) d\omega dM, \quad (4)$$

где $S(M, \omega)$ – чистая производительность МТА как функция нагрузочных и скоростных режимов работы тракторного двигателя на соответствующей операции и передаче;

$M_{\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя;
 $\omega_{\min}$, $\omega_{\max}$ – минимальная и максимальная угловая скорость вала двигателя;
 K_{Σ} – коэффициент учитывающий ограничения (1) и (2).

$$K_{\Sigma} = K_V \cdot K_{\delta_1} \cdot K_{\delta_3}, \quad (5)$$

где K_V , K_{δ_1} , K_{δ_3} – коэффициенты, учитывающие ограничения по скоростному режиму технологической операции (2) и по буксованию мостов трактора (1).

$$\begin{aligned} K_V &= 1 \text{ при } V_{\min} \leq V \leq V_{\max} \text{ иначе } K_V = 0, \\ K_{\delta_1} &= 1 \text{ при } \delta_1 \leq 0,15 \text{ иначе } K_{\delta_1} = 0, \\ K_{\delta_3} &= 1 \text{ при } \delta_3 \leq 0,15 \text{ иначе } K_{\delta_3} = 0. \end{aligned}$$

Поле режимов работы двигателя с учетом ограничений (1) и (2) определяется интегралом:

$$R_O = \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} K_{\Sigma} \cdot M(\omega) d\omega. \quad (6)$$

Анализ результатов исследования. После получения численных значений чистой производительности при вспашке и культивации на 4 передачах основного тягового диапазона трактора-прототипа они нормируются относительно значений полученных для шин 23,1 R26. Далее определялся коэффициент эффективности шин на тяговых технологиях как среднее арифметическое вектора из 8 нормированных значений производительности. Результаты расчета коэффициента эффективности шин на тяговых технологиях приведены на рис. 2.

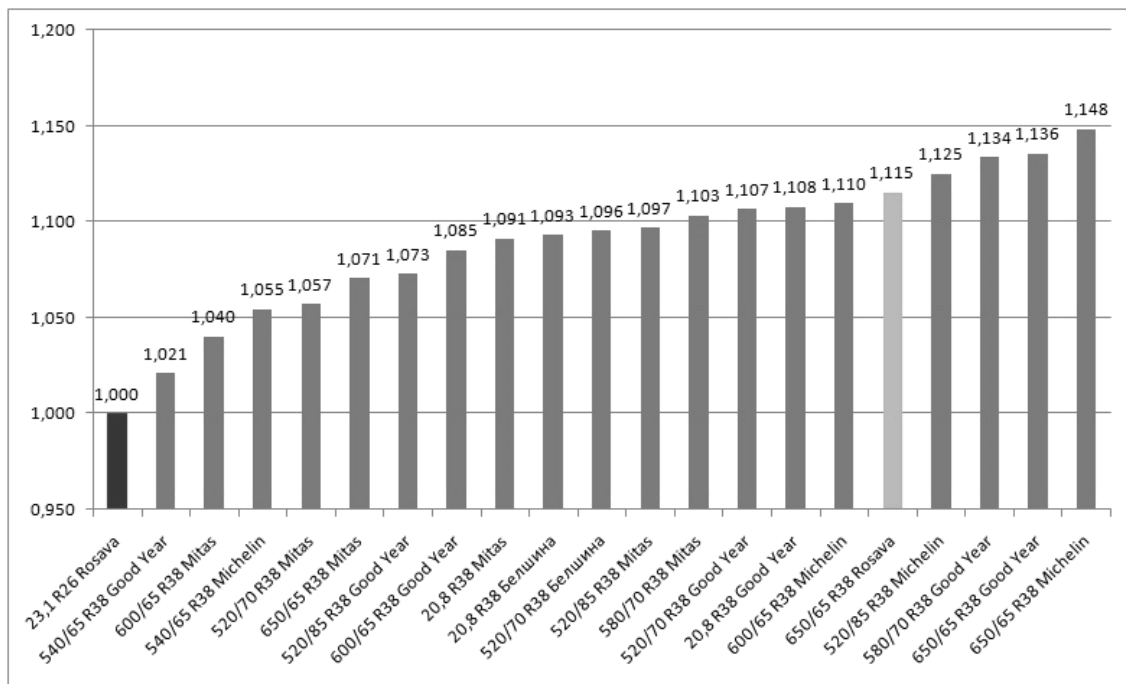


Рисунок 2 – Коэффициенты эффективности шин на тяговых технологиях

Полученные результаты свидетельствуют о возможности повышения чистой производительности трактора-прототипа на величину до 14,8%. Из производителей шин стран СНГ наилучшие показатели получены для шин 650/65 R38 (Rosava), которые обеспечивают повышение производительности на тяговых операциях в среднем на 11,5%.

Выводы. Обод W18Lx38 представляется перспективным. Его применение позволяет повысить производительность трактора массой 9000 кг с мощностью двигателя 240 л.с. в среднем на 9–15%. Использование шин группы обода W18Lx38 подразумевает наружный диаметр колес в интервале 1,675–1,852 м и ширину профиля 0,519–0,646 м. Поэтому для перспективы дальнейшего повышения мощности и массы тракторов отечественного производства необходимо рассмотреть вопросы компоновки колес с наружным диаметром до 2 м.

Альтернативой ободу W18Lx38 может быть обод DW20Bx38 (в большинстве случаев они взаимозаменяемы). В зависимости от производителя рекомендуемым и допускаемым могут быть оба обода. DW20Bx38 позволяет монтировать популярные шины 600/60R38, 650/60R38, 600/65R38, 650/65R38, 620/70R38, 650/85R38, 650/75R38 (всего 7 типоразмеров).

Перспективной представляется компоновка шины 650/65R38 (лидера мирового использования) производства Rosava с ободом DW20Bx38 на линейку тракторов отечественного производства. Это обеспечит повышение чистой производительности в среднем на 11–12% на типовых сельскохозяйственных операциях.

Список литературы: 1. Долгов И.А. Тенденции развития конструкций моторно-трансмиссионных установок и сельскохозяйственных тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 6. – С. 3–9. 2. <http://tractortestlab.unl.edu>. 3. www.valtra.com. 4. www.samedeutz-fahr.com. 5. www.same-tractors.com. 6. www.lamborghini-tractors.com. 7. www.hurlimann.com. 8. www.argottractors.com. 9. www.mccormick-intl.com. 10. www.versatile-ag.com. 11. www.claas.com. 12. www.dlz-agrarmagazin.de.

Bibliography (transliterated): 1. Dolgov I.A. Tendencii razvitija konstrukcij motorno-transmissionnyh ustanovok i sel'skohozjajstvennyh traktorov . Traktory i sel'skohozjajstvennye mashiny. – 2006. – No 6. – P. 3–9. 2. <http://tractortestlab.unl.edu>. 3. www.valtra.com. 4. www.samedeutz-fahr.com. 5. www.same-tractors.com. 6. www.lamborghini-tractors.com. 7. www.hurlimann.com. 8. www.argottractors.com. 9. www.mccormick-intl.com. 10. www.versatile-ag.com. 11. www.claas.com. 12. www.dlz-agrarmagazin.de.

Надійшла (received) 01.02.2015

УДК 625.032.821

В.°П. ВОЛКОВ, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ, Харьков;

Э.°Х. РАБИНОВИЧ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ;

В. А. ЗУЕВ, инженер, асс. ХНАДУ;

Ю. В. ЗЫБЦЕВ, инженер, ст. преп. ХНАДУ

НОРМИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАЗГОНА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

В статье обоснован выбор метода расчета нормативов времени разгона автомобилей при дорожном диагностировании с эмпирическими поправками, отражающими изменение конфигурации кривой крутящего момента при разгоне на разных передачах: снижение максимального крутящего момента и смещение его частоты вдоль оси частот вращения коленчатого вала в зависимости от передаточного числа включенной передачи в трансмиссии, а также увеличение крутизны ветвей этой кривой в зависимости от возраста или наработки двигателя.

Ключевые слова: разгон, время, крутящий момент, максимум, частота, снижение, смещение, эксперимент, расчет, поправки.

Введение. Для нормирования диагностических параметров, характеризующих тягово-скоростные свойства автомобиля – тяговой силы, ускорения разгона и т.д. – нужна кривая крутящего момента на внешней скоростной характеристике (ВСХД). Однако при разгоне вид этой кривой искажается – меняется форма, снижается максимальный крутящий момент, а точка максимума смещается к другим частотам вращения коленчатого вала. Эти изменения необходимо учитывать в расчетах.

Анализ основных достижений и литературы. Разгонные характеристики двигателя и автомобиля исследовали с 50-х годов XX века отечественные и зарубежные специалисты [1-3]. Интерес к этой теме заметно возрос с проникновением в стендовую технику современных электронных систем [4-7]. Все авторы признавали влияние ускорения разгона на форму и размеры кривой момента, однако не удалось найти ни одной публикации, в которой говорилось бы, как оценить количественно это влияние – ни на уменьшение момента, ни хотя бы на направление смещения максимума. В [8] описаны попытки получить разгонные кривые момента по результатам дорожных испытаний. В [9] предложены эмпирические поправки к обычному расчету:

$$K_1 = 1 - 0,02 \cdot u_{kn}, \quad \Delta n_M = \pm 275 \cdot u_{kn}. \quad K_2 = 1 - [(n - \Delta n_M) / (4n_N)]^2, \quad (1)$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий снижение крутящего момента в зависимости от передачи;

Δn_M – смещение точки максимального момента вдоль оси частот вращения коленвала, мин⁻¹; принимать знак "+" для двигателей с плоской кривой момента, "-" для случая выпуклой кривой;

K_2 – коэффициент, учитывающий увеличение крутизны ветвей кривой крутящего момента справа и слева от точки максимума; предложено вводить K_2 для автомобилей старше 5 лет;

u_{kn} – передаточное число передачи, для которой ведется расчет;

n_N – частота вращения коленвала при номинальной мощности, мин⁻¹.

Позднее формула для K_2 была изменена:

$$K_2 = 1 - T \cdot [U_1 + U_2 \cdot (n/n_M - 1)^2], \quad (2)$$

© В.П. Волков, Э.Х. Рабинович, В.А. Зуев, Ю.В. Зыбцев, 2015

где T – возраст автомобиля в годах;

n_M – обороты максимального момента, мин^{-1} .

По разнице номинальной кривой момента двигателя ВАЗ-21011 и кривой при полностью изношенной ЦПГ [10] приняты значения $U_1=0,018$, $U_2=0,03$.

Цель исследования и постановка задачи. Цель исследования – повышение точности нормирования диагностических параметров в практических расчетах. Для достижения этой цели нужно выбрать метод расчета и, в частности, проверить и при необходимости уточнить указанные поправки.

Методика проверки и сопоставления вариантов расчета. Узкой практической задачей расчета в настоящем случае является вычисление времени разгона автомобиля от первой заданной скорости до второй. Более широкая задача – расчет диаграммы разгона $v(t)$. Все варианты расчета – это, по существу, варианты аппроксимации экспериментальной диаграммы. По каждому варианту вычислялась относительная ошибка аппроксимации по формуле

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{\sum [1 - t(v_i)/t_i]^2}{n-1}} 100\%, \quad (2)$$

где t_i – экспериментальное значение времени достижения скорости v_i ;

$t(v_i)$ – расчетное значение времени достижения скорости v_i ;

n – количество точек.

Поскольку использовались значения времени разгона по разным автомобилям, в разных диапазонах скоростей и на разных передачах, результаты разных расчетов и значения ошибки аппроксимации могли оказаться несопоставимыми. Поэтому при сравнении разных вариантов расчета для одного автомобиля на одной передаче каждому варианту присваивалось место по значению ошибки аппроксимации. Окончательный выбор предпочтительного варианта определялся по средней ошибке и сумме мест во всех выполненных расчетах.

Сравнивались следующие варианты расчета разгона:

а) Номинальная кривая – опубликованная кривая крутящего момента по ВСХД, аппроксимированная полиномом 6-ой степени (такая аппроксимация искажала конфигурацию кривой в допустимых пределах);

б) $N + E$ – номинальная кривая с тремя эмпирическими поправками;

в) $N + E T^{2/3}$ – предыдущий вариант, но в расчетной формуле для K_2 приняты значения $U_1=0,006$, $U_2=0,01$; такое изменение подсказано опытом расчетов для более долговечных двигателей, в частности, двигателя 2Е автомобиля Volkswagen Passat B4;

г) $N + E - K_2$ – номинальная кривая с двумя эмпирическими поправками K_1 и Δn_M ; поправка K_2 уместна только в расчетах эталонных значений для автомобилей конкретного возраста T . Подсчитанный с нею норматив говорит, чего можно ждать от автомобиля после такого срока эксплуатации, а сопоставление с временем, вычисленным без учета K_2 , показывает, насколько далеко от идеального нынешнее техническое состояние двигателя, в частности, его ЦПГ. Однако при расчете нормативов времени разгона для автомобилей, снятых с производства R лет назад, учитывать K_2 необходимо, принимая, например,

$$T = R + 3; \quad (3)$$

д) L – кривая, исходящая из значений момента, вычисленных по формуле С.Р. Лейдермана:

$$M_e = A + Bn - Cn^2, \quad (4)$$

где n – текущая частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ;

A, B, C – по формулам, приведенным, например в [4];

е) Л+Е– предыдущая кривая с тремя эмпирическими поправками;

ж) Л+Е Т2/3 (как в п. в);

и) Л+Е– K_2 (как в п. г);

к) Ном.3+Е – Номинальная кривая, аппроксимированная полиномом 3 степени + эмпирические поправки;

л) Ном.3+Е Т2/3 (как в п. в);

м) Ном.3+– K_2 (как в п. г).

В расчетах использованы данные экспериментов на автомобилях ВАЗ-21053 (разгоны на I, II, III и IV передачах), KIA Cerato (III передача), Honda Civic (Drive), Lada Priora (II и III передачи), ВАЗ-2111 (II и III передачи), Volkswagen Polo Sedan (II и III передачи), Volkswagen Passat B4 (II и III передачи), Chery Tiggo (разгон на IV передаче), Ford Focus II (IV передача на спуск), DAEWOO Matiz (II и III передачи).

Табл. 1 – пример расчета разгона одного автомобиля на одной передаче. Верхняя строка – скорость, откорректированная по градуировке. Вторая строка – экспериментальные данные, время достижения автомобилем скорости, указанной в каждом столбце. В последующих строках приведены расчетные значения времени для каждого из сравниваемых методов. Предпоследний столбец – основная ошибка аппроксимации для данного варианта. Последний столбец – место, занятое вариантом по критерию ошибки аппроксимации.

В табл. 2 сведены результаты расчета по всем автомобилям. Во втором столбце указана сумма мест, занятых каждым методом во всех расчетах, в третьем приведены значения средней по всем автомобилям относительной ошибки каждого варианта. Как видно из табл. 2, по сумме мест в каждой группе все варианты с эмпирическими поправками лучше, чем такие же варианты, но без поправок. Самые близкие к эксперименту значения дают расчеты с уменьшенными значениями K_2 . Но, как уже отмечалось, этот коэффициент применим только в отдельных случаях. Из вариантов без K_2 лучшее приближение к эксперименту дает расчет по номинальной кривой, аппроксимированной полиномом 6-ой степени, несколько хуже расчеты при аппроксимации полиномом 3-ей степени и при пользовании формулой Лейдермана.

Таблица 1 – Сравнение методов расчета по автомобилю Chery Tiggo

V, км/ч	54,3	63,8	73,4	83,0	92,7	102,4	112,1	121,9	$-\varepsilon$	Место
t эксп., с	0	3,10	6,11	9,19	12,57	16,25	20,31	24,47		
Ном. Апб	0	3,02	5,99	9,00	12,14	15,48	19,08	22,98	4,20	6
Ном.6+Е	0	3,37	6,68	10,02	13,51	17,24	21,28	25,72	7,42	9
Ном.6+Е Т2/3	0	3,18	6,31	9,48	12,79	16,32	20,14	24,30	2,12	2
Ном.6 – K_2	0	3,09	6,14	9,24	12,46	15,90	19,62	23,65	2,02	1
Л	0	2,79	5,57	8,39	11,29	14,30	17,50	20,96	11,33	11
Л+Е	0	3,11	6,21	9,33	12,54	15,89	19,47	23,39	2,58	4
Л+Е Т2/3	0	2,86	5,75	8,71	11,79	15,06	18,60	22,53	7,05	8
Л+Е– K_2	0	2,95	5,92	8,95	12,12	15,48	19,13	23,19	4,41	7
Ном.3+Е	0	3,39	6,77	10,20	13,72	17,41	21,34	25,65	8,52	10
Ном.3+Е Т2/3	0	3,20	6,40	9,65	13,00	16,49	20,20	24,24	3,19	5
Ном.3+Е – K_2	0	3,11	6,23	9,40	12,66	16,06	19,67	23,59	2,18	3

Таблица 2 – Сравнение методов расчета по всем автомобилям

Вариант расчета	Сумма мест	Ср. относительная ошибка, %
Номинальная кривая	128	15,81
Ном. + эмпирич. поправки	120	16,03
Ном.+ эмпирич. поправки с уменьшенным K_2	95	16,92
Ном. + эмпирич. поправки без K_2	97	13,51
Л	145	18,91
Л + эмпирич. поправки	87	11,70
Л + эмпирич. поправки с уменьшенным K_2	102	14,47
Л + эмпирич. поправки без K_2	111	17,65
Ном. кривая, аппроксимированная полиномом 3 степени+ эмпирич. поправки	113	16,30
Ном. кривая, аппроксимированная полиномом 3 степени+ эмпирич. поправки с уменьш. K_2	83	11,29
Ном. кривая, аппроксимированная полиномом 3 степени+ эмпирич. поправки без K_2	110	15,82

Оценки по средней относительной ошибке не так однозначны – сильно сказывается расхождение между расчетными и экспериментальными значениями на малых скоростях, выраженное их отношением $t(v_i)/t_i$.

Вывод. Исследование позволило рекомендовать в качестве предпочтительного метод расчета контрольных значений времени разгона автомобилей на разных передачах по номинальной кривой крутящего момента с эмпирическими поправками, отражающими изменение этой кривой в зависимости от ускорения разгона. Расчет, основанный на формуле Лейдермана, допускается ограниченно в случаях, когда нет номинальной кривой.

Список литературы: 1. Шмидт А.Г. Мощностные показатели двигателя на режиме разгона автомобиля / Шмидт А.Г., Новохатный П.Н., Сытин К.Ю. // Автомоб. пром. – № 7. – 1977. – С. 18-20. 2. Лурье М.И. Получение разгонной характеристики двигателя путем стендовых испытаний автомобиля / М.И. Лурье // Автомоб. пром. – 1958. – № 8. – С.22-25. 3. Performance measurements on chassis dynamometers. Published by Rototest Research Institute, March 2005. Part 2/2. SAL-N05030802-CH2-PRI04.pdf. 4 .MD Mustang Dynamometer. Mustang Dyno Library [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.mustangdyne.com/mustangdyne/dyno-library>. 5. Bergeron B. Dynamometer Tech: How They Work [Электронный ресурс] / Bob Bergeron – Режим доступа к ресурсу: // <http://www.land-and-sea.com/dyno-dynamometer-article.htm> 6. Бурдинский И.Н. Исследовательский комплекс для измерения крутящего момента двигателя внутреннего сгорания [Электронный ресурс] / И.Н Бурдинский – Режим доступа к ресурсу: http://www.khstu.ru/rus/ics/ics_pdf/N07_15.pdf 7. Pomiar momentu bezwładności silnika pojazdu Moment of inertia measurement of vehicle engine / Martin PEKA, Josef POŠTA, Zdeněk ALEŠ, Bohuslav PETERKA // Wydawca: Polskie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Eksploatacyjne. Czasopismo: Eksploatacja i Niezawodność

(Maintenance and Reliability). – NR 3. – 2010. – s. 44-47. / [Электронный ресурс] Режим доступа к статье: <http://www.ein.org.pl/podstronywydania/47pdf07.pdf> 8. Изменение конфигурации кривой крутящего момента ДВС при разгоне автомобиля / В.П. Волков, Э.Х. Рабинович, И.В. Пономаренко, Ю.В. Зыбцев, В.А. Зуев, В.В. Митасов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле-тракторобудування». – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 27-32. – Бібліогр.: 5 назв. 9. Рабинович Э.Х. Математическое моделирование разгонных кривых двигателя. Эмпирический поход / Рабинович Э.Х., Зыбцев Ю.В. // Всеукраїнська науково-практична конференція "Інформаційні технології і мехатроніка". Харків, 15 квітня 2014 р : Матеріали конференції. – С. 120-122. 10. Методика и результаты проведения испытаний двигателя ВАЗ 21011 на моторном масле с добавкой Ройл Тритмент (РТ) [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.toppartner.ru/allinfo/rezults/roil/mam1.htm>. 11. Методика расчета тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования. Учебное пособие / [Вохминов Д.Е., Коновалов В.В., Московкин В.В. и др.] – М.: МГАПИ, МГТУ «МАМИ». – 2000. – 43 с.

Bibliography (transliterated): 1. Shmidt A.G. Moschnostnyie pokazateli dvigatelya na rezhime razgona avtomobilya / Shmidt A.G., Novohatnyiy P.N., Syitin K.Yu. Avtomob. prom., # 7 1977. – p. 18-20. 2. Lur'e M.I. Poluchenie razgonnoy harakteristiki dvigatelya putem stendovyyih ispytaniy avtomobilya / M.I. Lur'e . Avtomob. prom.. 1958. – # 8. – P.22-25 3. Performance measurements on chassis dynamometers. Published by Rototest Research Institute, March 2005. Part 2/2. SAL-N05030802-CH2-PRI04.pdf. 4 .MD Mustang Dynamometer. Mustang Dyno Library / [Elektronnyiy resurs]. Rezhim dostupa k resursu: <http://www.mustangdyne.com/mustangdyne/dyno-library> 5. Bergeron B. Dynamometer Tech: How They Work / Bob Bergeron . [Elektronnyiy resurs]. Rezhim dostupa k resursu: <http://www.land-and-sea.com/dyno-dynamometer-article.htm> 6. Burdinskiy I.N. Issledovatel'skiy kompleks dlya izmereniya krutyaschego momenta dvigatelya vnutrennego sgoraniya / I.N. Burdinskiy . [Elektronnyiy resurs]. Rezhim dostupa k resursu: http://www.khstu.ru/rus/ics/ics_pdf/N07_15.pdf 7. Pomiar momentu bezwładności silnika pojazdu. Moment of inertia measurement of vehicle engine / Martin PEXA, Josef POŠTA, Zdeněk ALEŠ, Bohuslav PETERKA . Wydawca: Polskie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Eksploatacyjne. Czasopismo: Eksploatacja i Niezawodność (Maintenance and Reliability). – NR 3. – 2010. – P. 44-47. /: <http://www.ein.org.pl/podstronywydania/47pdf07.pdf> 8. Изменение конфигурации кривой крутящего момента ДВС при разгоне автомобиля / В.П. Волков, Э.Х. Рабинович, И.В. Пономаренко, Ю.В. Зыбцев, В.А. Зуев, В.В. Митасов . Visnik NTU «KhPI». Seriya: Avtomobile-traktorobuduvannja». – Kharkov: NTU «KhPI», 2014. – No 9 (1052). – P. 27-32. – Bibliogr.: 5 nazv. 9. Rabinovich E.H. Matematicheskoe modelirovanie razgonnyh krivyh dvigatelja. Jempiricheskij podhod / Rabinovich E.H., Zybcev Y.V. / Vseukraïns'ka naukovo-praktichna konferencija "INFORMACIJNI TEHNOLOGII I MEHATRONIKA". Kharkov, 15 kvitnja 2014 r. Materiali konferenciji. – p. 120-122. 10. Metodika i rezul'taty provedenija ispytanj dvigatelja VAZ 21011 na motornom masle s dobavkoj Rojl Tritment (RT) / Jelektronnyj resurs . Rezhim dostupa <http://www.toppartner.ru/allinfo/rezults/roil/mam1.htm>. 11. Metodika rascheta tjaغو-skorostryh svojstv i toplivnoj ekonomichnosti avtomobilja na stadii proektirovanija. Uchebnoe posobie / [Vohminov D.E., Konovalov V.V., Moskovkin V.V. i dr.] / Moscow: MGAPI, MGTU «MAMI». – 2000. – 43 p.

Поступила (received) 27.01.15

УДК 629.33:004.8

О. Я. НИКОНОВ, д-р техн. наук, проф., ХНАДУ, Харьков;

В. И. ФАСТОВЕЦ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ;

В. Н. ШУЛЯКОВ, ассистент, ХНАДУ

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ АДАПТИВНОЙ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

В статье рассмотрена задача исследования эффективности функционирования системы управления адаптивной подвески автомобиля на основе использования нейро-нечетких регуляторов. Синтезированы два нейро-нечетких регулятора работающих в разных условиях эксплуатации. Один регулятор создан с использованием метода решетки с треугольной функцией принадлежности, а второй с использованием метода субтрактивной кластеризации. Проведенные исследования подтвердили эффективность использования интеллектуальных систем управления в интегрированных информационно-управляющих системах адаптивной подвески автомобиля.

Ключевые слова: нейронные сети, нечеткая логика, система управления, адаптивная подвеска, моделирование, эффективность, автомобиль.

Введение. В настоящее время использование электронного управления параметрами подвески автомобиля – жесткостью и коэффициентом демпфирования амортизаторов, изменением дорожного просвета для оптимальной технической эксплуатации автомобилей является реальной необходимостью. Особенно такие системы необходимы для транспортных средств, работающих в условиях интенсивных нагрузок, сложных условий эксплуатации и повышенной ответственности механизмов.

Автомобильный транспорт всегда считался наиболее опасным видом транспорта. Значительное внимание уделяется проблемам комфорта и безопасности автомобилей. При этом все более высокие требования предъявляются к качеству и надежности работы автомобильных подвесок.

Решение задачи улучшения эксплуатационных характеристик подвесок обычно искалось на пути демпфирования колебаний. Однако если недавно повышение эффективности демпфирования в подвеске связывалось с совершенствованием ее конструкции в целом и отдельных элементов в частности, в настоящее время перспективным направлением стало создание нейро-нечетких систем адаптивного управления подвеской. Совершенствование систем адаптивного управления подвеской автомобиля позволит повысить плавность хода и эксплуатационные показатели автомобиля, такие как устойчивость, надежность, долговечность, проходимость.

В адаптивной подвеске степень демпфирования амортизаторов изменяется в зависимости от состояния дорожного покрытия, параметров движения и запросов водителя. Под степенью демпфирования понимается скорость затухания колебаний, которая зависит от сопротивления амортизаторов и величины пружиненных масс. Подвеска автомобиля выполняет одновременно несколько важных функций, от ее конструкции и рабочих характеристик зависят управляемость, устойчивость, плавность хода и другие свойства автомобиля, определяющие его безопасность, комфортность, надежность и экономичность.

Анализ основных достижений и литературы. В настоящее время наблюдается интенсивное развитие и практическое применение нейро-нечетких систем для управления и регулирования различных технических объектов [1-3]. Использование новой технологии, нейро-нечеткого моделирования, обусловлено тенденцией

© О.Я. Никонов, В.И. Фастовец, В.Н. Шуляков, 2015

увеличения сложности математических моделей реальных систем. Получить исчерпывающую информацию для построения математической модели сложной реальной системы часто в принципе невозможно. В этих случаях целесообразно использовать методы, специально ориентированные на построение моделей, учитывающих неполноту и неточность входных данных. Именно в таких ситуациях технология нейро-нечеткого моделирования является одной из наиболее конструктивных [4].

Среди нейронных сетей наибольший интерес представляют так называемые нейро-нечеткие сети [5-8]. Алгоритм формирования этих сетей построен на основе системы нечеткого вывода, которая требует ручной настройки параметров. Это является главным препятствием применения нечетких регуляторов в адаптивных системах. С другой стороны, рассматривая систему нечеткого вывода как нейронную сеть, можно применить метод обратного распространения ошибки с целью поиска оптимальных коэффициентов нечеткой системы вывода, которые соответствуют условию адекватного отображения учебных данных.

Это значительно облегчает практическое решение задачи формирования системы управления с использованием нейро-нечетких сетей. Применение алгоритмов автоматической настройки параметров нейро-нечеткой сети на основе метода обратного распространения ошибки позволяет избежать процесса ручной настройки. Однако в этом случае в процессе настройки параметров указанной сети все же нужны достаточно большие временные затраты. Так как вычислительная сложность алгоритмов настройки нейронной сети пропорциональна количеству используемых учебных данных, то при введении локальной оптимизации можно существенно снизить объем этих постоянно обновляемых учебных данных и тем самым существенно уменьшить мощность используемых вычислительных средств, решая задачи настройки сети в реальном масштабе времени.

Поскольку нейро-нечеткие системы относительно легко настраиваются и обладают свойством робастности, то эти свойства могут позволить обеспечить их эффективное использование для управления сложными нелинейными динамическими объектами с неопределенными и существенно изменяемыми параметрами.

Цель исследования, постановка задачи. Интеграция гидравлических устройств и электронных систем управления позволяет решать задачи повышения качества процессов управления, адаптивной настройки и поддержания параметров или структуры системы при воздействии на объект управления случайных возмущений, диагностики отказов и неисправностей при сохранении относительно небольших массы и габаритов комплекса «привод - система управления».

Таким образом, возникает актуальная задача создания современных электрогидравлических преобразователей на основе современных систем управления, способных надежно работать в условиях повышенной запыленности внешней среды, большом перепаде температур, значительных вибрациях и ударах и других неблагоприятных факторах, возникающих при эксплуатации автомобилей [9-11].

Материалы и результаты исследований. Рассмотрим электрогидравлическую следящую систему [12, 13] работающую при сложных условиях эксплуатации и два нечетких регулятора, описанных в работе [14].

С помощью редактора ANFIS (Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System) среды Matlab синтезированы нечеткие регуляторы для электрогидравлической следящей системы подвески автомобиля на основе адаптивной нейро-нечеткой гибридной технологии. Первый из регуляторов создан с помощью метода решетки с

использованием треугольной функции принадлежности. Второй нечеткий регулятор создан с использованием метода субтрактивной кластеризации.

Объектом исследования являются процессы функционирования системы управления электрогидравлического следящего привода адаптивной подвески автомобиля с нейро-нечетким регулятором при сложных условиях эксплуатации. Обучение проводилось гибридным методом, который сочетает метод обратного распространения ошибки с методом наименьших квадратов.

Нейро-нечеткая модель рассматривается как одна из разновидностей систем нечеткого логического вывода типа Сугено. При этом функции принадлежности синтезированных систем настроены так, чтобы минимизировать отклонения между результатами нечеткого моделирования и экспериментальных данных.

Цикл обучения проводился в течение 20 эпох. В конце обучения получены следующие значения нормированной среднеквадратичной ошибки: для метода решетки с использованием треугольной функции принадлежности $3,1295 \cdot 10^{-9}$, для метода субтрактивной кластеризации $1,0399 \cdot 10^{-5}$.

В результате проведенных экспериментов была апробирована работа созданных нечетких регуляторов. На рис. 1 представлены переходные процессы замкнутой системы электрогидравлического следящего привода адаптивной подвески автомобиля, работающего в сложных условиях эксплуатации, при заданных блоком управления значениях для штатного регулятора (кривая 1), нечеткого регулятора с использованием метода решетки с треугольной функцией принадлежности (кривая 2) и нечеткого регулятора с использованием метода субтрактивной кластеризации (кривая 3).

На рис. 1а представлены переходные процессы замкнутой системы электрогидравлического следящего привода адаптивной подвески автомобиля для выбранного значения перемещения объекта управления (200 мм). Как видно из рисунка, регулятор созданный с использованием метода решетки с треугольной функцией принадлежности (кривая 2) и регулятор с использованием метода субтрактивной кластеризации (кривая 3) позволяют уменьшить как показатель перерегулирования так и время регулирования по сравнению со штатным регулятором (кривая 1). Улучшение составляет до 15 %.

На рис. 1б приведены переходные процессы замкнутой системы электрогидравлического следящего привода адаптивной подвески автомобиля для скорости перемещения объекта управления в случае перемещения объекта управления на 200 мм. Как видно из рисунка, подобно предыдущему примеру, регулятор созданный по методу решетки с треугольной функцией принадлежности (кривая 2) и регулятор с использованием метода субтрактивной кластеризации (кривая 3) позволяют уменьшить как показатель перерегулирования так и время регулирования по сравнению со штатным регулятором (кривая 1). В этом случае улучшение составляет также до 15%.

В обоих случаях регулятор с использованием метода субтрактивной кластеризации демонстрирует еще лучшие результаты чем регулятор созданный по методу решетки с использованием треугольной функции принадлежности.

Выводы. В работе исследована эффективность функционирования системы управления адаптивной подвески автомобиля на основе использования нейро-нечетких регуляторов при сложных условиях эксплуатации. Синтезированы два нейро-нечетких регулятора. Первый регулятор создан с использованием метода решетки с треугольной функцией принадлежности, второй с использованием метода субтрактивной кластеризации.

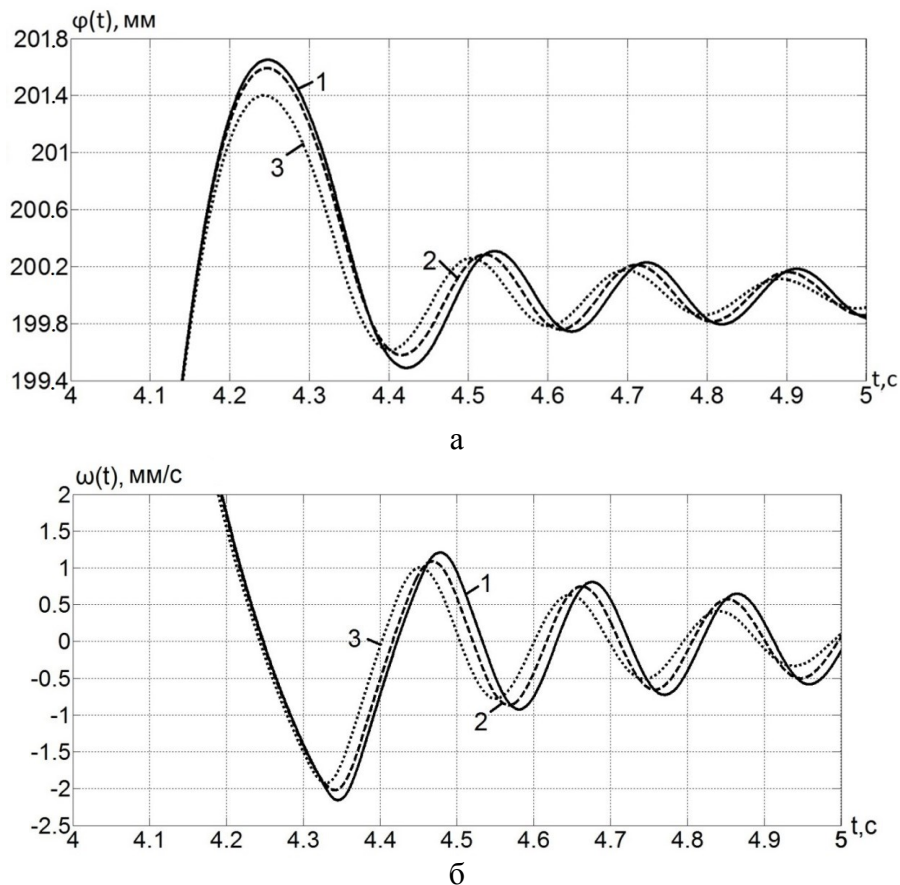


Рисунок 1 – Переходные процессы замкнутой системы электрогидравлического следящего привода адаптивной подвески автомобиля, работающего в сложных условиях эксплуатации: а – для значения перемещения объекта управления на 200 мм; б – скорости объекта управления

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили эффективность использования интеллектуальных систем управления в интегрированных информационно – управляющих системах адаптивной подвески автомобиля. Применение нейро-нечетких адаптивных регуляторов целесообразно при проектировании электронных систем управления агрегатами, механизмами и узлами автомобилей, электромобилей, гибридных автомобилей, а также при разработке новых методов диагностики и прогнозирования технического состояния средств транспорта, обеспечивающих высокую эффективность их использования и надежность работы.

Использование нейро-нечетких регуляторов в системах управления электрогидравлических следящих приводов адаптивной подвески автомобиля позволило улучшить качество переходных процессов при регулировании, и время регулирования. Этих результатов удалось достичь с использованием метода решетки с треугольной функцией принадлежности и метода субтрактивной кластеризации. Также введение в контур системы нейро-нечеткого регулятора позволило расширить область устойчивости системы, что в свою очередь позволит повысить надежность системы. Вышесказанное позволит в целом повысить надежность, энергоэффективность, быстродействие, безотказность, долговечность, безопасность использования узлов и агрегатов транспортных средств, что чрезвычайно важно для автомобилей, а также быстроходных транспортных средств специального назначения.

Список литературы: 1. Гостев В.И. Проектирование нечетких регуляторов для систем автоматического управления / В.И. Гостев. – СПб.: БХВ-Петербург, 2011. – 416 с.

2. *Круглов В.В.* Нечёткая логика и искусственные нейронные сети / *В.В. Круглов, М.И. Дли, Р.Ю. Голунов.* – М.: Физматлит, 2001. – 221с. 3. *Ali H.K.* Fuzzy Controller Design of Servo System / *H.K. Ali* // Asian Journal of Applied Science. – 2011. – P. 403–413. 4. *Ross T.J.* Fuzzy logic with engineering applications / *T.J. Ross.* – Chichester: Wiley, 2004. – 628 p. 5. *Рутковская Д.* Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы / *Д. Рутковская, М. Пилиньский, Л. Рутковский.* – М.: Горячая линия-Телеком, 2004. – 452 с. 6. *Liu G.P.* Nonlinear identification and control: a neural network approach / *G.P. Liu.* – London: Springer, 2001. – 210 p. 7. *Bodyanskiy Ye., Kolodyazhniy V., Stephan A.* An adaptive learning algorithm for a neuro-fuzzy network / Ed. by B. Reusch "Computational Intelligence. Theory and Applications." – Berlin – Heidelberg – New York: Springer, 2001. – P. 68–75. 8. *Bodyanskiy Ye., Yegorova E., Vynokurova O.* Radial-basis-fuzzy-wavelet- neural network with adaptive activation-membership function // Int. J. on Artificial Intelligence and Machine Learning. 2008. V.8. II. P. 9–15. 9. *Башта Т.М.* Гидравлические следящие приводы / *Башта Т.М.* – М.: Машгиз, 1961. – 742 с. 10. *Гладкий П.М.* Оптимальное проектирование гидропневмосистем и их элементов / *Гладкий П.М.* – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 240 с. 11. *Mitshke M.* Bremsschwingungen von Lastkraftwagen // AutomobilIndustrie. 1980. – №1. – S. 129–134. 12. *Гамынин Н.С.* Гидравлический привод систем управления / *Н.С. Гамынин.* – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с. 13. *Ніконов О.Я.* Розроблення інформаційно-структурної схеми електрогидравлических слідкуючих приводів багатоцільових транспортних засобів / *О.Я. Ніконов, В.Ю. Улько* // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – № 57. – С. 214–220. 14. *Шуляков В.М.* Аналіз використання методу субтрактивної кластеризації при створенні нечітких регуляторів електрогидравлических слідкуючих приводів автомобілів / *В.М. Шуляков* // Вісник НТУ «ХПИ». Серія «Нові рішення в сучасних технологіях». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2013. – № 4(978). – С. 69–73.

Bibliography (transliterated): 1. *Gostev V.I.* Proektirovanie nechetkih reguljatorov dlja sistem avtomaticheskogo upravlenija. SPb.: BHV-Peterburg, 2011. Print. 2. *Kruglov V., M Dli, R. Golunov.* Nechjotkaja logika i iskusstvennye nejronnye seti. Moscow: Fizmatlit, 2001. Print. 3. *Ali H.K.* "Fuzzy Controller Design of Servo System." Asian Journal of Applied Science. No 4. 2011. 403–413. Print. 4. *Ross T.J.* Fuzzy logic with engineering applications. Chichester: Wiley, 2004. Print. 5. *Rutkovskaja D., M. Pilin'skij, L. Rutkovskij.* Nejrionnye seti, geneticheskie algoritmy i nechetkie sistemy. Moscow: Gorjachaja linija-Telekom, 2004. Print. 6. *Liu G.P.* Nonlinear identification and control: a neural network approach. London: Springer, 2001. Print. 7. *Bodyanskiy Ye., V. Kolodyazhniy, A. Stephan.* "An adaptive learning algorithm for a neuro-fuzzy network." Computational Intelligence. Theory and Applications. 2001. 68–75. Print. 8. *Bodyanskiy, Ye., E. Yegorova, O. Vynokurova.* "Radial-basis-fuzzy-wavelet- neural network with adaptive activation-membership function." Int. J. on Artificial Intelligence and Machine Learning. No 8. 2008. 9–15. Print. 9. *Bashta T. M.* Gidravlicheskie sledjashhie privody. Moscow: Mashgiz, 1961. Print. 10. *Gladkij P.M.* Optimal'ne proektuvannja gidropnevmosistem i ih elementiv. Kharkov: NTU "KhPI", 2003. Print. 11. *Mitshke M.* "Bremsschwingungen von Lastkraftwagen." AutomobilIndustrie. No1. 1980. 129–134. Print. 12. *Gamynin N.S.* Gidravlicheskij privod sistem upravlenija. Moscow: Mashinostroenie, 1972. Print. 13. *Nikonov O.J., V.J. Ul'ko.* "Rozroblennja informacijno-strukturnoj shemi elektrogidravlichnih slidkujuchih privodiv bagatocil'ovih transportnih zasobiv." Vestnik NTU "KhPI ". No 57. 2010. 214–220. Print. 14. *Shuliakov V.M.* "Analiz vikoristannja metodu subtraktivnoї klasterizacії pri stvorenii nechitkih reguljatoriv elektrogidravlichnih slidkujuchih privodiv avtomobiliv." Visnik NTU "KhPI". Serija "Novi rishennja v suchasnih tehnologijah". No 978.4. 2013. 69–73. Print.

Надійшла (received) 27.02.2015

УДК 629.114:622.684

Ю. А. МОНАСТИРСЬКИЙ, доктор техн. наук, професор, завідувач кафедри, Кривий Ріг;

В. М. СЕРЕБРЕНИКОВ, кандидат техн. наук, доцент, Кривий Ріг;

В. В. ПОТАПЕНКО, старший викладач ДВНЗ «Криворізький національний університет»

СИСТЕМНИЙ ПІДХІД ЯК МЕТОД ДОСЛІДЖЕННЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ КАР'ЄРНИХ САМОСКИДІВ

Застосовано системний підхід при дослідженні функціонування кар'єрних автосамоскидів БЕЛАЗ. Виконано моделювання підсистем технологічних станів машин і переходів між ними за схемою марківського процесу з дискретними станами й безперервним часом. Згідно до моделі ймовірності знаходження автомобілів у різних технологічних станах описані системою диференціальних рівнянь, рішення якої дало можливість сформулювати мету і функціонал ефективної експлуатації техніки, досягнути раціональної вартості роботи транспортної системи кар'єрних самоскидів.

Ключові слова: кар'єрний самоскид, системний підхід, математична модель.

Вступ. Інтенсифікація експлуатації систем великовантажних автосамоскидів як основного засобу транспортування добутої гірничої маси є основною ознакою удосконалення відкритого способу розробки корисних копалин. У зв'язку зі значною глибиною (більше 300 метрів) і перспективою подальшого поглиблення кар'єрів, як в Україні, так і у світі, гірничотехнічні умови роботи автомобілів погіршуються.

Істотно підвищити продуктивність гірничотранспортного обладнання можна за рахунок удосконалювання системи технічного обслуговування і ремонтів, що забезпечить скорочення часу перебування машин у ремонтній зоні. Тому з усією гостротою постають питання підвищення якості обслуговування кар'єрних самоскидів, що є резервом зниження вартості життєвого циклу, підвищення їх надійності й ефективності.

Аналіз основних досягнень і літератури. У роботах [1, 2, 3] узагальнені досягнення у галузі проектування, виробництва та обслуговування кар'єрних автосамоскидів особливо великої вантажопід'ємності. Питанням структурних концепцій моделювання надійності складних транспортних систем, методам якісного та кількісного аналізу присвячені праці [4, 5].

Останні «Положення про технічне обслуговування, діагностування й ремонт кар'єрних самоскидів «БЕЛАЗ» (далі – «Положення»), розроблені ВАТ «БЕЛАЗ» – керуючою компанією холдингу «БЕЛАЗ-ХОЛДІНГ» з 2003 по 2013 роки [6, 7, 8], керівництва по експлуатації [9] та ремонту [10] носять не обов'язковий, а рекомендаційний характер і тільки частково вирішують питання ефективного функціонування машин, розширюють поле для творчості фахівців, що експлуатують цю техніку. Проблема адаптації положення до конкретних гірничотехнічних умов експлуатуючого підприємства залишається актуальним завданням, розв'язок якої повністю лягає на плечі вчених і практиків.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є підвищення ефективності експлуатації кар'єрних самоскидів БЕЛАЗ за рахунок використання моделювання процесів функціонування. Одним з доцільних шляхів найбільш повного розв'язку цих питань є застосування системного підходу, що показав свою універсальність як інструмент для вирішення практичних проблем. Системний підхід

при моделюванні станів і переходів самоскидів дозволяє оцінювати й прогнозувати фактичний стан машин, коригувати структуру системи техобслуговування й підвищувати надійність роботи.

Матеріали досліджень. Моделювання процесів функціонування кар'єрних самоскидів є основою для організації ефективного використання техніки, раціонального обслуговування й прогнозування її стану. Системний підхід дасть можливість розглядати процес функціонування кар'єрних самоскидів як систему, що включає послідовність взаємозалежних операцій. До таких операцій природно віднести три узагальнені технологічні стани кар'єрних самоскидів: роботу, планові технічні обслуговування й ремонти, поточний ремонт.

Аналіз технологічних станів кар'єрних самоскидів дозволяє зробити висновок про можливість аналізу їх протікання як випадкових процесів, оскільки вони залежать від випадкових факторів, що впливають на ці стани. У розглянутому випадку технологічні стани кар'єрних самоскидів із часом змінюються, причому вони міняються у часі випадковим заздалегідь непередбаченим образом. Важливим моментом є те, що у першому наближенні можна припустити про залежність технологічного стану кар'єрного самоскида у майбутньому від його справжнього стану і його незалежності від того, як і коли був досягнутий цей стан у даний момент часу.

Для математичного опису таких технологічних станів кар'єрних самоскидів передбачається доцільним застосування математичного апарата, відомого як марківські випадкові процеси. Більше того, враховуючи, що розглядаються три технологічного стани кар'єрного самоскида, можна застосувати математичне моделювання за схемою марківського процесу з дискретними станами й безперервним часом.

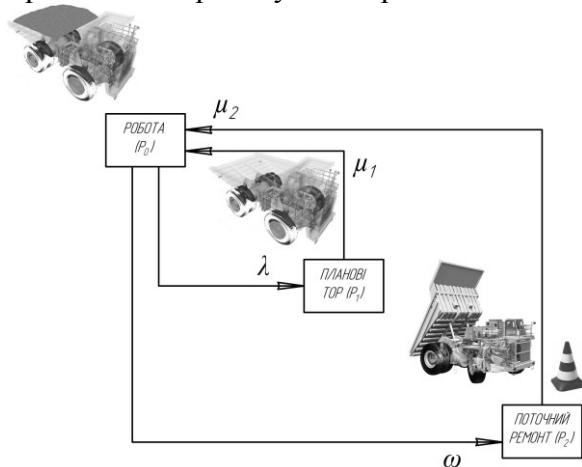


Рис.1. Розмічений граф підсистем технологічних станів кар'єрних самоскидів:

λ, ω – умовні щільності ймовірностей переходів кар'єрного самоскида зі стану роботи у стани планових техобслуговувань й ремонтів та непланових поточних ремонтів; μ_1, μ_2 – умовні щільності ймовірностей повернення кар'єрного самоскида у стан роботи зі станів планових ТОР і непланових ПоР відповідно

На рисунку 1 представлений розмічений граф підсистем технологічних станів при функціонуванні кар'єрних самоскидів, згідно з яким імовірності технологічних станів кар'єрних самоскидів описуються за допомогою системи диференціальних рівнянь Колмогорова

$$\begin{cases} \frac{dP_0}{dt} = -(\lambda + \omega)P_0 + \mu_1P_1 + \mu_2P_2, \\ \frac{dP_1}{dt} = \lambda P_0 - \mu_1P_1, \\ \frac{dP_2}{dt} = \omega P_0 - \mu_2P_2 \end{cases} \quad (1)$$

де $P_0 = P_0(t)$ – імовірність знаходження системи у стані роботи; $P_1 = P_1(t)$ – імовірність знаходження системи у стані планових технічних обслуговувань і ремонтів (ТОР); $P_2 = P_2(t)$ – імовірність знаходження системи у стані непланового поточного ремонту (ПоР).

Вважається, що у початковий момент часу машина перебувала в стані роботи

$$P_0(t=0)=1, \quad P_1(t=0)=0, \quad P_2(t=0)=0. \quad (2)$$

При цьому повинна також виконуватися умова повноти системи технологічних станів кар'єрного самоскида:

$$P_0(t)+P_1(t)+P_2(t)=1. \quad (3)$$

Як відомо, рівняння (1) і початкові умови (2) визначають задачу Коші. Для вирішення цього завдання необхідно знайти загальний розв'язок системи диференціальних рівнянь (1) а потім, згідно з початковими умовами (2), визначити частковий розв'язок.

Розв'язок системи (1) будемо шукати у вигляді

$$P_i(t) = X_i \cdot e^{k_i \cdot t}, \quad (i = 0, 1, 2). \quad (4)$$

Підставляючи (4) у систему диференціальних рівнянь (1) отримуємо однорідну систему лінійних алгебраїчних рівнянь

$$\begin{cases} -(\lambda + \omega + k)X_0 + \mu_1 X_1 + \mu_2 X_2 = 0 \\ \lambda X_0 - (\mu_1 + k)X_1 = 0 \\ \omega X_0 - (\mu_2 + k)X_2 = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Для того щоб однорідна система лінійних алгебраїчних рівнянь мала ненульовий розв'язок, необхідно, щоб її визначник дорівнював нулю

$$\begin{vmatrix} -(\lambda + \omega + k) & \mu_1 & \mu_2 \\ \lambda & -(\mu_1 + k) & 0 \\ \omega & 0 & -(\mu_2 + k) \end{vmatrix} = 0. \quad (6)$$

Розкриваючи визначник (6), отримуємо алгебраїчне рівняння для знаходження власних чисел

$$k^3 + k^2(\lambda + \omega + \mu_1 + \mu_2) + k(\lambda\mu_2 + \omega\mu_1 + \mu_1\mu_2) = 0. \quad (7)$$

Розв'язок цього рівняння має вигляд

$$\begin{aligned} k_1 &= 0, \\ k_2 &= \frac{-(\lambda + \omega + \mu_1 + \mu_2) - \sqrt{D}}{2}, \\ k_3 &= \frac{-(\lambda + \omega + \mu_1 + \mu_2) + \sqrt{D}}{2}, \end{aligned} \quad (8)$$

де $D = (\lambda + \omega + \mu_1 + \mu_2)^2 - 4(\lambda\mu_2 + \omega\mu_1 + \mu_1\mu_2)$.

У свою чергу, власні вектори, які відповідають знайденим власним числам (8), знаходимо шляхом підстановки цих чисел у систему лінійних алгебраїчних рівнянь (5).

Для значень $k = k_i$ отримуємо систему двох рівнянь

$$\begin{cases} -(\lambda + \omega + k_i)X_0 + \mu_1 X_1 + \mu_2 X_2 = 0 \\ \lambda X_0 - (\mu_1 + k_i)X_1 = 0 \end{cases} \quad (i=1, 2, 3) \quad (9)$$

Уважаючи $X_0 = 1$, шляхом розв'язку (9) знаходимо координати власного вектора, відповідного до власного числа k_i :

$$\begin{aligned} x_1^{(i)} &= 1, \\ x_2^{(i)} &= \frac{\lambda}{\mu_1 + k_i}, \\ x_3^{(i)} &= \frac{\omega}{\mu_2 + k_i}. \quad (i=1, 2, 3). \end{aligned} \quad (10)$$

Враховуючи (10), загальний розв'язок системи диференціальних рівнянь (1) запишеться у вигляді:

$$\begin{aligned} P_0 &= C_1 + C_2 e^{k_2 t} + C_3 e^{k_3 t}, \\ P_1 &= \frac{\lambda}{\mu_1} C_1 + \frac{\lambda}{\mu_1 + k_2} C_2 e^{k_2 t} + \frac{\lambda}{\mu_1 + k_3} C_3 e^{k_3 t}, \\ P_2 &= \frac{\omega}{\mu_2} C_1 + \frac{\omega}{\mu_2 + k_2} C_2 e^{k_2 t} + \frac{\omega}{\mu_2 + k_3} C_3 e^{k_3 t}. \end{aligned} \quad (11)$$

де C_1, C_2, C_3 – довільні постійні.

Для знаходження довільних постійних скористаємося початковою умовою (2), що дасть систему лінійних алгебраїчних рівнянь

$$\begin{cases} C_1 + C_2 + C_3 = 1 \\ \frac{1}{\mu_1} C_1 + \frac{1}{\mu_1 + k_2} C_2 + \frac{1}{\mu_1 + k_3} C_3 = 0 \\ \frac{1}{\mu_2} C_1 + \frac{1}{\mu_2 + k_2} C_2 + \frac{1}{\mu_2 + k_3} C_3 = 0 \end{cases} \quad (12)$$

Вирішуючи систему (12), знаходимо

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{\mu_1 \mu_2}{k_2 k_3}, \\ C_2 &= \frac{(\mu_1 + k_2)(\mu_2 + k_2)}{k_2(k_2 - k_3)}, \\ C_3 &= \frac{(\mu_1 + k_3)(\mu_2 + k_3)}{k_3(k_3 - k_2)}. \end{aligned} \quad (13)$$

Підставляючи (13), у загальний розв'язок (11), знаходимо розв'язок задачі Коші

$$P_0 = \frac{\mu_1 \mu_2}{k_2 k_3} + \frac{(\mu_1 + k_2)(\mu_2 + k_2)}{k_2(k_2 - k_3)} e^{k_2 t} + \frac{(\mu_1 + k_3)(\mu_2 + k_3)}{k_3(k_3 - k_2)} e^{k_3 t} \quad (14)$$

$$P_1 = \frac{\lambda \mu_2}{k_2 k_3} + \frac{\lambda(\mu_2 + k_2)}{k_2(k_2 - k_3)} e^{k_2 t} + \frac{\lambda(\mu_2 + k_3)}{k_3(k_3 - k_2)} e^{k_3 t} \quad (15)$$

$$P_2 = \frac{\omega \mu_2}{k_2 k_3} + \frac{\omega(\mu_2 + k_2)}{k_2(k_2 - k_3)} e^{k_2 t} + \frac{\omega(\mu_2 + k_3)}{k_3(k_3 - k_2)} e^{k_3 t} \quad (16)$$

Математична модель, описувана функціями (14), (15) і (16), дозволяє обчислити ймовірності станів системи, що описує три основні технологічні стани функціонування кар'єрних самоскидів залежно від часу.

Результати досліджень. Дослідження функціонування кар'єрних самоскидів на основі отриманої математичної моделі представляє певні труднощі, пов'язані, насамперед, із залежністю ймовірностей від часу. Тому доцільно розглянути граничний стаціонарний режим, за якого система, що описує функціонування кар'єрних самоскидів, випадковим образом міняє свої стани, але ймовірність кожного з них уже не залежить від часу. У цьому випадку ймовірність характеризує середній відносний час перебування системи в даному стані. Для обчислення цих ймовірностей достатньо у формулах (14), (15) і (16) спрямувати час до нескінченності, що дасть

$$\begin{aligned} P_0 &= \frac{\mu_1 \mu_2}{\lambda \mu_2 + \omega \mu_1 + \mu_1 \mu_2}, \\ P_1 &= \frac{\lambda \mu_2}{\lambda \mu_2 + \omega \mu_1 + \mu_1 \mu_2}, \\ P_2 &= \frac{\omega \mu_1}{\lambda \mu_2 + \omega \mu_1 + \mu_1 \mu_2}. \end{aligned} \quad (17)$$

Аналогічний результат може бути отриманий, якщо в системі диференціальних рівнянь (1) дорівняти похідні нулю

$$\begin{cases} -(\lambda + \omega + k)P_0 & + \mu_1 P_1 & + \mu_2 P_2 = 0 \\ \lambda P_0 & - (\mu_1 + k)P_1 & = 0 \\ \omega P_0 & & - (\mu_2 + k)P_2 = 0 \end{cases}$$

і потім розв'язати отриману систему алгебраїчних рівнянь із урахуванням умови (3).

Математична модель стаціонарного стану системи функціонування кар'єрних самоскидів (17) дає можливість порівняно просто сформулювати мету. Беручи до уваги розуміння ймовірностей стаціонарного стану системи, що описує функціонування кар'єрних самоскидів, як середній відносний час перебування системи в цих станах, мета може бути сформульована у вигляді функціонала

$$F = c_0 \cdot P_0 - c_1 \cdot P_1 - c_2 \cdot P_2, \quad (18)$$

c_0 – середня вартість прибутку, отриманого від роботи кар'єрного самоскида, c_1 , c_2 – середня вартість втрат, пов'язаних із плановими технічним обслуговуванням і ремонтом і поточним ремонтом кар'єрних самоскидів відповідно.

Функціонал (18) визначає середній прибуток від функціонування системи, описуваної трьома основними станами кар'єрних самоскидів.

Підставляючи (17) у функціонал (18), отримуємо

$$F = c_0 \frac{\mu_1 \mu_2}{\lambda \mu_2 + \omega \mu_1 + \mu_1 \mu_2} - c_1 \frac{\lambda \mu_2}{\lambda \mu_2 + \omega \mu_1 + \mu_1 \mu_2} - c_2 \frac{\omega \mu_1}{\lambda \mu_2 + \omega \mu_1 + \mu_1 \mu_2}. \quad (19)$$

Варіюючи параметрами, що визначають умовні щільності ймовірностей переходів λ , ω , μ_1 , μ_2 , можна досягнути необхідної середньої вартості функціонування системи, що описує три основні стани кар'єрних самоскидів.

Висновки. На основі системного підходу досліджене функціонування кар'єрних самоскидів. Моделювання станів і переходів машин дозволило обчислити ймовірності станів системи залежно від часу, дало можливість сформулювати мету і функціонал прибутку від експлуатації системи, описуваної трьома основними станами кар'єрних самоскидів. Варіюючи параметрами функціонала можна досягнути раціональної вартості роботи транспортної системи.

Планується виконати аналіз уточненої моделі підсистем технологічних станів кар'єрних самоскидів, у якій існує перехід від планових техобслуговувань й ремонтів до поточних ремонтів, що має місце на практиці, тому що в результаті діагностичних дій у зоні ТОР можливе виявлення прихованих дефектів, виправлення яких потребує непланового поточного ремонту, що дозволить оцінювати й прогнозувати фактичний стан машин, коригувати структуру системи техобслуговування й підвищувати надійність роботи.

Список літератури: 1. Карьерный автотранспорт: состояние и перспективы / П.Л. Мариев, А.А. Кулешов, А.Н. Егоров, И.В. Зырянов. – СПб. : Наука, 2004. – 429 с. 2. Карьерный автотранспорт стран СНГ в XXI веке / П.Л.Мариев, А.А.Кулешов, А.Н.Егоров, И.В.Зырянов. – СПб.: Наука, 200. – 387 с. 3. Карьерные самосвалы особо большой грузоподъемности. Проектирование, технологии, маркетинг / П.Л.Мариев [и др.]. – Минск : Интегралполиграф, 2008. – 320 с. 4. Диллон Б. Инженерные методы обеспечения надежности систем / Б. Диллон, Ч. Сингх : Пер. с англ. – М.: Мир, 1984.– 318 с., ил. 5. Хенли Э. Дж. Надежность технических систем и оценка риска / Э. Дж. Хенли, Х. Кумамото : Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1984. – 528 с., ил. 6. Положение о техническом обслуживании, диагностировании и ремонте карьерных самосвалов БелАЗ : временное / РУПП «Белорусский автомобильный завод». –

Жодино: РУПП “БелАЗ”, 2003. – 38 с. **7.** Положение о техническом обслуживании, диагностировании и ремонте карьерных самосвалов БелАЗ / РУПП «Белорусский автомобильный завод». – Жодино : РУПП “БелАЗ”, 2004. – 38 с. **8.** Положение о техническом обслуживании, диагностировании и ремонте карьерных самосвалов «БЕЛАЗ» / ОАО “БЕЛАЗ” – управляющая компания холдинга “БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ”. – Жодино : ОАО “БЕЛАЗ”, 2013. – 20 с. **9.** Карьерные самосвалы серии БЕЛАЗ-7513 : руководство по эксплуатации : 75131-3902015 РЭ / ОАО “БЕЛАЗ” – управляющая компания холдинга “БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ”. – Жодино : ОАО “БЕЛАЗ”, 2012. – 192 с. **10.** Карьерные самосвалы серии БЕЛАЗ-7513 : руководство по ремонту : 7513-3902080 РС / ОАО “БЕЛАЗ” – управляющая компания холдинга “БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ”. – Жодино : ОАО “БЕЛАЗ”, 2013. – 217 с.

Bibliography (transliterated): **1.** *P.L. Mariev, A.A. Kuleshov, A.N. Egorov, I.V. Zyrjanov.* Kar'ernyj avtotransport: sostojanie i perspektivy. SPb. : Nauka, 2004. **2.** *P.L.Mariiev, A.A.Kuleshov, A.N.Egorov, I.V.Zyrjanov.* Kar'ernyj avtotransport stran SNG v XXI veke. SPb.: Nauka, 200. **3.** *P.L.Mariiev, et al.* Kar'ernye samosvaly osobo bol'shoj gruzopodjornosti. Proektirovanie, tehnologii, marketing. Minsk : Integralpoligraf, 2008. **4.** *B. Dillon, Ch. Singh :* Per. s angl. *Dillon B.* Inzhenernye metody obespechenija nadezhnosti sistem. Moscow: Mir, 1984. **5.** *Je. Dzh. Henli, X. Kumamoto :* Per. s angl. *Henli Je. Dzh.* Nadezhnost' tehniceskikh sistem i ocenka riska. Moscow: Mashinostroenie, 1984. **6.** RUPP «Belorusskij avtomobil'nyj zavod». Polozhenie o tehnicеском obsluzhivanii, diagnostirovanii i remonte kar'ernyh samosvalov BelAZ : vremennoe. Zhodino : RUPP “BelAZ”, 2003. **7.** RUPP «Belorusskij avtomobil'nyj zavod». Polozhenie o tehnicеском obsluzhivanii, diagnostirovanii i remonte kar'ernyh samosvalov BelAZ. Zhodino : RUPP “BelAZ”, 2004. **8.** ОАО “BELAZ” – upravljajushhaja kompanija holdinga “BELAZ-HOLDING”. Polozhenie o tehnicеском obsluzhivanii, diagnostirovanii i remonte kar'ernyh samosvalov «BELAZ». Zhodino : ОАО “BELAZ”, 2013. **9.** ОАО “BELAZ” – upravljajushhaja kompanija holdinga “BELAZ-HOLDING”. Kar'ernye samosvaly serii BELAZ-7513 : rukovodstvo po jekspluatacii : 75131-3902015 RJe. Zhodino : ОАО “BELAZ”, 2012. **10.** ОАО “BELAZ” – upravljajushhaja kompanija holdinga “BELAZ-HOLDING”. Kar'ernye samosvaly serii BELAZ-7513 : rukovodstvo po remontu : 7513-3902080 RS. Zhodino : ОАО “BELAZ”, 2013.

Надійшла (received) 26.01.2015

УДК 629.33.067

С. А. ОСТАШЕВСЬКИЙ, канд. техн. наук, доцент, «Національна академія державної прикордонної служби України» ім. Б.Хмельницького;

Р. М. ШВЕЦЬ, ад'юнкт «Національна академія державної прикордонної служби України» ім. Б.Хмельницького;

АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ РІЗНОТИПНИХ ДАТЧИКІВ ТА СИСТЕМ В АВТОМОБІЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБАХ

Викладений перспективний підхід до збільшення інформованості водія про оперативну обстановку на дорозі, зниженню ймовірності дорожньо-транспортних пригод, а також покращення управління автомобілем при русі в щільному транспортному потоці, колоні. У зв'язку з цим, особливої значущості набуває вимога до високої рухомості автомобільних базових шасі озброєння і військової техніки. Проведено порівняння між собою різнотипних неконтактних датчиків швидкості і дальності до потенційно-небезпечних об'єктів, що використовуються при виробництві системи попередження зіткнень автомобілів.

Ключові слова: системи попередження зіткнень автомобілів, транспортні засоби

Вступ. Сучасні форми та способи ведення оперативно-службових дій органів охорони державного кордону, особливо під час ускладнення обстановки на кордоні та в особливий період передбачають необхідність оперативного здійснення маневру силами та засобами. При цьому, одночасно можливим є пересування на великих швидкостях та в обмежений час рухомих груп (колон) на достатньо широкому та глибокому просторі, часто в умовах обмеженої видимості. Разом з тим, досвід показує, що реальні маршеві швидкості не завжди задовольняють вимогам, що висуваються і в багатьох випадках виявляються значно нижчі, ніж ті, що рекомендовані керівними документами. В колонах часто відбуваються попутні зіткнення та наїзди на нерухомі перешкоди.

Розтягнутість колон затрудняє управління колонами, знижує пропускну здатність доріг, призводить до збільшення дорожньо-транспортних пригод (ДТП).

Актуальність теми та направленість дослідження викликані необхідністю підвищення рухомості та безпеки руху колони, в тому числі в умовах обмеженої видимості. Відомо також те, що швидкості колон завжди менше швидкості одиночних машин, а швидкість добре керованих колон вище швидкості некерованих.

Виявлено, що збільшення рухомості машин і мобільності, задача скритного пересування прикордонників в умовах обмеженої видимості знаходяться в протиріччі з організацією управління колоною машин та забезпеченням безпеки дорожнього руху.

Існуючі можливості техніки та досвід розробки деяких засобів радіоелектроніки принципово дозволяє ставити питання про створення системи попередження зіткнень автомобілів (СПЗА), заснованої на застосуванні радіолокаційних датчиків дистанції та дійсної швидкості руху.

Однак, розроблені СПЗА не забезпечують управління дистанцією між автомобілями та передачу сигналів небезпеки зіткнення у колоні, а через низьку адаптаційну здатність до умов руху та експлуатації рухомих колон мають ряд недоліків, зокрема, високу ймовірність хибних спрацьовувань та малої ефективності роботи, що не дозволяє рекомендувати їх для застосування на транспортних засобах та спеціальній техніці. Це висуває задачі по їх адаптації до умов експлуатації та розробки закону управління дистанцією між машинами із наступною алгоритмізацією та застосуванням в роботі СПЗА.

Існуючі методи визначення величини безпечної дистанції до потенційно небезпечних об'єктів та способи передачі інформації водіям про небезпеку зіткнення не в повній мірі відповідають умовам руху колони. Тому основним змістом роботи є розробка комплексної методики формування закону управління дистанцією між машинами в колоні з використанням системи попередження зіткнень направленої на підвищення рухомості та безпеки руху колони.

Аналіз публікацій. Проведений аналіз публікацій, присвячених автомобільним системам попередження зіткнень автомобілів, показав, що усі вони носять чисто рекламний характер, спрямований на задоволення споживацьких інтересів як автовиробників, так і окремих фізичних осіб. Матеріали, які публікуються, розкривають можливості застосування вказаних систем і лише деякі їх технічні характеристики[3,7].

На жаль, ніде не розглядаються принципи побудови, схемні рішення і елементна база, що забезпечує реалізацію автомобільних систем попередження зіткнень автомобілів, а саме що стосується систем попередження зіткнень автомобілів на яких змонтовані рухомі технічні засоби охорони кордону, та їх швидкого маневрування та пересування в складі колони.

Мета дослідження – Розробка методики функціонування радіолокаційної системи попередження зіткнень транспортних засобів в колоні, що включає в себе закон управління дистанцією між машинами у відповідності до режимів руху та гальмівними можливостями транспортних засобів, алгоритм визначення величини безпечної дистанції між транспортними засобами в колоні, а також спосіб індикації про небезпеку зіткнення та передачі сигналів управління по колоні.

Постановка завдання:

1. Надати оцінку пристосованості до використання на рухомих ТЗОК систем забезпечення безпеки руху з різними типами неконтактних датчиків та алгоритмів функціонування. Вибрати елементну базу для СПЗА.

2. Розробити методику функціонування радіолокаційної системи попередження зіткнень транспортних засобів в колоні, що включає в себе закон управління дистанцією між машинами у відповідності до режимів руху та гальмівними можливостями транспортних засобів, алгоритм визначення величини безпечної дистанції між транспортними засобами в колоні, а також спосіб індикації про небезпеку зіткнення та передачі сигналів управління по колоні.

3. Експериментально підтвердити адекватність комплексної методики формування закону управління дистанцією між транспортними засобами в колоні при функціонуванні системи попередження зіткнень транспортних засобів.

4. Синтезувати вимоги та структуру СПЗА, розробити науково обґрунтовані практичні рекомендації по створенню та застосуванню СПЗА.

Матеріал дослідження

Оцінка пристосованості до використання на транспортних засобах систем забезпечення безпеки руху з різними типами неконтактних датчиків. Зростання потенціалу органів охорони державного кордону, збільшення технічних можливостей технічних засобів охорони кордону нерозривно пов'язані з вдосконаленням тактико-технічних показників і підвищенням ефективності використання транспортних засобів. У зв'язку з прийняттям на комплектування новітніх видів технічних засобів охорони кордону, зміною форм і методів їх використання, транспортні засоби стали основним засобом їх рухомості, що забезпечують пересування та застосування в охороні державного кордону, а також маневр силами і засобами. У зв'язку з цим, особливої

значущості набуває вимога до високої рухомості автомобільних базових шасі озброєння і військової техніки.

Конструктивні особливості систем запобігання зіткненням автомобілів.

Аналіз існуючих розробок. В даний час, завдяки зусиллям вчених багатьох країн, широкого поширення набули інформаційні системи запобігання зіткненням, в яких водій сам виконує необхідні дії, після здобуття застережливих сигналів.

У основу принципу дії цих систем покладено розпізнавання дорожньої обстановки за допомогою пристроїв технічного зору. В якості таких пристроїв застосовуються різного виду локатори, наприклад: СВЧ-локатори (радар); ультразвукові локатори (сонари); лазерні локатори (лідари); телевізійні інфрачервоні далекоміри (ТВІЧ системи). Порівняємо між собою неконтактні датчики швидкості і дальності до потенційно-небезпечних об'єктів, що використовуються при виробництві СПЗА. Виберемо елементну базу СПЗА стосовно рухомих технічних засобів охорони кордону.

Застосування пристроїв радіолокації технічного зору. Радар, як пристрій технічного зору, використовується в запропонованому японськими інженерами пристрої підтримки дистанції між автомобілями, що рухаються. Цей пристрій забезпечує точний вимір дистанції між двома автомобілями і управління двигуном автомобіля, на якому воно встановлене, для витримки заданої дистанції. З процесу обробки виключені автомобілі, що рухаються по зустрічній смузі або припарковані на узбіччі дороги. Пристрій містить станцію радіолокації, яка вимірює відстань до об'єкту і швидкість зближення з ним.

Австралійськими фахівцями запатентований пристрій для автоматичного запобігання зіткненням автомобілів. Воно включає дві антени, розташовані на шасі над переднім бампером на певній відстані один від одного і встановлені під кутом, який автоматично змінюється залежно від швидкості транспортного засобу, СВЧ-генератор і приймач. Одна антена є передавальною і випромінює довільний промінь, що створює вузький пучок електромагнітних хвиль, а друга – приймальна антена приймає промінь, що відбилася від перешкоди. Надвисокочастотний генератор генерує електромагнітні хвилі, що випромінюються передавальною антеною. До приймальної антени підключений приймач, який при здобутті відбитого сигналу виробляє імпульс, що викликає уповільнення швидкості транспортного засобу для запобігання зіткненню.

Фірма Ford (США) запропонувала розробку радарної системи, що виявляє в тумані або в темноті предмети, не помітні для водія. У системі використовується невелика антена, розташована в передній частині автомобіля. Індикатор виконаний у вигляді дисплея, розміщеного у верхній частині вітрового скла. Пристрій дозволяє розрізнити на відстані 450 метрів 2 зустрічних автомобіля, що їдуть на відстані 1 м один від одного. Зображення предметів, що ближче знаходяться, може бути збільшене у відповідному масштабі.

Застосування ультразвукових пристроїв технічного зору. Широке впровадження як пристроїв технічного зору отримали ультразвукові локатори – сонари.

Великі успіхи в розробці ультразвукових локаторів досягнуті в Японії. Пристрій, що патентується там, для підтримки безпечної дистанції між автомобілями складається з ультразвукового локатора, що містить випромінювач; приймача; датчика швидкості, вхідного підсилювача; генератора імпульсів; компаратора. В процесі руху автомобіль безперервно випромінює сигнал, який в разі виявлення перешкоди відбивається від нього і ловиться приймачем. Шляхом порівняння відбитої хвилі і еталонної хвилі для даної швидкості виходить інформація про дистанцію до автомобіля який їде попереду.

В разі порушення безпечної дистанції включаються звуковий і світловий сигнали.

Для підвищення надійності роботи системи попередження зіткнень автомобілів з ультразвуковими локаторами і зменшення числа помилкових спрацьовувань японські фахівці запропонували збільшити число передавальних антен. Запропонований ними пристрій забезпечує виявлення перешкод попереду або позаду автомобіля шляхом посилки ультразвукових хвиль і прийому відбитих хвиль.

Застосування лазерних пристроїв технічного зору. Останнім часом у всьому світі все більше увага приділяється лазерним локаторам як системи технічного зору. Однією з основних переваг лазерних локаторів є їх краща перешкодозахищеність в порівнянні зі СВЧ-локаторами. У багатьох країнах розробляються навіть загальнонаціональні проекти безпеки руху, в основі яких лежать системи попередження зіткнень автомобілів з лазерними локаторами.

Так в Німеччині ведуться роботи над системою Convoy-piloten, що є направляючою системою руху автомобілів (розробляється фірмою VW), що повністю автоматизує процес управління автомобілями при їх русі в колоні на відособленій проїжджій частині. На автомобілях встановлюються лазерні датчики, які вимірюють відстань до попереду рухомого транспортного засобу. Отримана інформація обробляється за допомогою ЕОМ, яка через пристрої, що керують, регулює швидкість руху, допускаючи відхилення від заданого значення дистанції не більше 0,5 м. Крім того, автоматично регулюється положення транспортного засобу в поперечному профілі, що дає можливість здійснювати рух автомобіля по вузькій проїжджій частині. Впровадження цієї системи підвищує безпеку руху на дорогах, особливо при здійсненні перевезень вантажів. Вартість системи Convoy-piloten з розрахунку на один транспортний засіб не перевищує 2000 марок. Вченими швейцарської фірми Wild Leits A.g. запатентований лазерний інформаційний далекомір для автомобілів, що працює в діапазоні 5–150 м. Точність виміру дистанції на малих відстанях близько 0,1 м, на гранично більшому – 0,8 м. Час виміру вагається від 0,01 до 0,1 секунди залежно від відстані, оскільки потужність відбитого сигналу швидко падає із збільшенням відстані. Японською фірмою Nissan розроблена система попередження зіткнень автомобілів для вантажних автомобілів, в основі якої лежить лазерний локатор, що встановлюється в передній частині автомобіля. В разі виявлення небезпеки система подає звуковий сигнал. Для виявлення перешкод на більшій відстані потрібні лазери більшої потужності, які при великій концентрації променя можуть бути небезпечні для здоров'я людини, що є головною причиною, що заважає їх масовому впровадженню.

Застосування оптичних пристроїв технічного зору. На відміну від лазерних, оптичні системи попередження зіткнень автомобілів нешкідливі для оточуючого середовища. Зараз у всьому світі ведуться розробки таких систем. Наприклад, американськими фахівцями запатентована швидкодіюча оптична система виміру відстані до об'єкту. Джерелом світла служить світлодіод або напівпровідниковий лазер. Паралельний пучок світла від джерела проходить через опуклу лінзу, фокусується перед плоским дзеркалом і відбивається від нього. Пучок світла, що далі розходить, потрапляє на 6-гранне дзеркало, що обертається, відбивається від нього і проходить через другу опуклу лінзу. На виході з лінзи промені світла знову паралельні. Фокуси обох лінз збігаються. Паралельний пучок світла потрапляє на об'єкт, частково відбиваючись від нього, знов проходить через другу опуклу лінзу і потрапляє на дзеркало, що обертається. Відбиваючись від дзеркала пучок світла падає на плоский фотоелемент, на якому він фокусується у вигляді плями. Якщо об'єкт, від якого відбився пучок світла, розташований близько, то сфокусована пляма світла на

фотоелементі знаходиться на максимальній відстані від дзеркала, що обертається. Якщо він розташований на максимальній відстані, то пляма світла максимально наближена до дзеркала, що обертається. По положенню плями на фотоелементі визначається відстань до об'єкту. Оскільки дзеркало обертається, то відбувається сканування всіх об'єктів в певному секторі.

Ці сигнали надходять в елементи пам'яті ЕОМ, яка, порівнюючи попередні і подальші сигнали, видає інформацію про зміну дистанції між автомобілями.

Застосування телевізійних і інфрачервоних пристроїв технічного зору. Велика увага приділяється також телевізійним системам, що використовують в своїй роботі інфрачервоне випромінювання. Так департамент поліції Далласа (США) провів випробування ІЧ-системи нічного бачення фірми GMS. Ця система за допомогою ІЧ-випромінювання сканує дорогу і її узбіччя і автомобіля який рухається попереду. Датчик системи визначає температурну різницю між різними об'єктами і зображення виводиться на дисплей, встановлений на панелі приладів. Система може використовуватися не лише вночі, але і при поганій видимості вдень і в разі засліплення фарами.

Особливо велику допомогу водієві інфрачервоні системи попередження зіткнень автомобілів надають при русі в тумані. Американськими інженерами розроблений прилад «Visir», що допомагає водіям здійснювати рух під час туману і правильно вибирати швидкісний режим. Прилад складається з джерела інфрачервоного випромінювання і приймача з частотою 2500 Гц. Залежно від густини туману «Visir» дозволяє визначити відстань видимості. На колесі автомобіля встановлюється детектор швидкості, передавальний відомості в мікро ЕОМ, куди надходить інформація з приймача інфрачервоного випромінювання. Отримана інформація порівнюється, і у випадку, перевищення водієм безпечної швидкості руху, включається звуковий сигнал.

Застосування систем радіобачення. Однією з шляхів забезпечення безпеки управління рухом автомобільного транспорту в умовах обмеженої оптичної видимості є створення автомобільних радіолокаційних систем (АРЛС) переднього огляду місцевості. Проведені Расторгуєвим В.В. на кафедрі радіоприймальних пристроїв Московського авіаційного інституту теоретичні і перші експериментальні дослідження АРЛС показали, що радіолокаційні зображення (РЛЗ) різних типів дорожніх покриттів, автомобілів, дорожніх знаків, обгороджувальних мостів, формовані на виході АРЛС, є інформативними і стійкими. Вони можуть бути використані для підвищення безпеки дорожнього руху.

Результати досліджень:

– існуючі можливості техніки і наявний досвід розробки деяких засобів радіоелектроніки принципово дозволяють ставити питання про створення системи запобігання зіткненням автомобілів, функціонування якої направлена на забезпечення рухомості і безпеки руху автомобілів в щільному транспортному потоці і колоні;

– розроблені системи попередження зіткнень автомобілів не забезпечують управління дистанцією між транспортними засобами і передачу сигналів небезпеки зіткнення по колоні, що не дозволяє їх рекомендувати для застосування на транспортних засобах які рухаються в колоні.

Висновки. В результаті проведеного аналізу встановлено що перераховані типи датчиків та систем незабезпечують необхідної надійності роботи, існує висока ймовірність помилкових спрацювань, що негативно впливає на ефективність їх роботи.

Таким чином розглянуті раніше типи датчиків мають ряд недоліків. Найвагоміші з них є: шкідливість для оточуючих, низька ефективність в умовах обмеженої

видимості, недостатня адаптивність систем до умов дорожньої обстановки. Подальшим напрямком роботи вбачається розробка адекватної комплексної методики формування закону управління дистанцією між транспортними засобами при функціонуванні системи попередження зіткнень автомобілів в колоні.

Список літератури: 1. Автомобильный радиолокатор: краткий обзор // ТИИЭР. 1979 г., 6, с. 185–209. 2. Байбородин Ю.В. Справочник по лазерной технике. – Киев: Техника, 1988. 3. Информационный интернет-проект «Безопасный автомобиль». 4. Ветлинский В.Н. Автомобильные радиолокационные станции // Зарубежная радиоэлектроника. 1978 г., 10, с. 51-70. 5. Патент 55129-79 (Япония). Измеритель путевой доплеровской скорости. 6. Патент НКИ 180/105 № 3444950/BOSCH. Радиолокационная система для обеспечения безопасности движения. 7. Парнес М. Применение радарных датчиков в автомобиле / М. Парнес // Компоненты и технологии, №1, 2008. – с. 41 – 44. 8. Патент США НКИ 303/21 № 3795426. Применение радиолокаторов систем предупреждения столкновений. 9. Юрчевский А.А. Синтез систем предотвращения столкновений автомобилей (теория, эксперимент, реализация). Дисс. ... докт. техн. наук – М: МАДИ, 1984, – 408 с. 10. Jones T.O., Grimes G.M., Dork R.A., Reguero W.R. Automotive radar problems and promises. – WESCON Technical Papers, 1973, v. 17, p. 1-8. 11. Kaplan G., Sterzer F. Dualmode automobile collision avoidance radar. – IEEE – MTTT – Sent. Microwave Symp., Microwave Serk. Man., Palo Alto, Cal., 1975, New York, № 4, p. 335-337.

Bibliography (transliterated): 1. Avtomobylnyi radyolokator: kratkyi obzor . TYIYЭP. 1979 h., 6, [. 185-209. 2. Baiborodyn Iu.V. Spravochnyk po lazernoі tekhnike. – Kiev: Tekhnika, 1988. 3. Ynformatsyonnyi ynternet-proekt «Bezopasnyi avtomobyl». 4. Vetlynskyi V.N. Avtomobylnye radyolokatsyonnye stantsyy . Zarubezhnaia radyoelektronyka. 1978 h., 10, P. 51-70. 5. Patent 55129-79 (Iaponya). Yzmerytel putevoi doplerovskoi skorosty. 6. Patent NKY 180/105 No 3444950/BOSCH. Radyolokatsyonnay systema dlia obespecheniya bezopasnosty dvyzhenya. 7. Parnes M. Prymenenye radarnykh datchykov v avtomobyle / Moscow: Parnes. Komponenti y tekhnolohyy, No1, 2008. – P.41 – 44. 8. Patent SShA NKY 303/21 No 3795426. Prymenenye radyolokatorov system preduprezhdeniya stolknoveniy. 9. Yurchevskiy A.A. Syntez system predotvrashcheniya stolknoveniy avtomobylei (teoryia, eksperyment, realyzatsiya). Dyss. ... dokt. tekhn. nauk – Moscow: MADY, 1984, – 408 p. 10. Jones T.O., Grimes G.M., Dork R.A., Reguero W.R. Automotive radar problems and promises. – WESCON Technical Papers, 1973, v. 17, p. 1-8. 11. Kaplan G., Sterzer F. Dualmode automobile collision avoidance radar. – IEEE – MTTT – Sent. Microwave Symp., Microwave Serk. Man., Palo Alto, Cal., 1975, New York, No 4, p. 335-337.

Надійшла (received) 27.02.2015

УДК 629.017

К. Г. ЯЦЕНКО, заместитель начальника ХУВС им. И.Кожедуба, Харьков**ОЦЕНКА ВОЗМУЩАЮЩИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ ДОРОГИ НА МНОГОЗВЕННЫЙ МНОГООСНЫЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ПОЕЗД**

Получила дальнейшее развитие теория эксплуатационных свойств средств подвижности, движущихся в сложных дорожных условиях. Определены максимальные частоты возмущающих воздействий неровностей дороги на ходовую часть многозвенных многоосных автопоездов. Полученные аналитические выражения позволяют определить максимально допустимую скорость движения автомобильного поезда при воздействии на ходовую часть дорожных неровностей. Ограничение скорости движения позволит сохранить устойчивость и управляемость автомобильного поезда.

Ключевые слова: средства подвижности, автомобильный поезд, многоосный, многозвенный, частота собственных колебаний, резонанс.

Введение. Устойчивость и управляемость являются одними из важнейших эксплуатационных свойств, отвечающих за безопасность движения колесных машин. Задача повышения стабильности указанных свойств приобретает особую актуальность при движении многоосных и многозвенных автомобильных поездов в сложных дорожных условиях, при влиянии возмущающих воздействий от неровностей опорной поверхности.

Постановка проблемы и анализ литературы. В работах [1, 2] определен новый критерий для оценки устойчивости и управляемости автомобилей – собственная частота колебаний машины в плоскости дороги. При совпадении частот собственных и вынужденных колебаний происходит явление резонанса, приводящее к резкому увеличению амплитуды вынужденных колебаний. В качестве вынужденных колебаний в работах [1 - 4] представлялись колебания направляющих колес автомобиля, создаваемые водителем на рулевом колесе.

В работе [5] приведены результаты оценки верхнего предела способности человека производить поворот, полученные в итоге многочисленных исследований с использованием маневров с двойным переходом с одной полосы на другую. Использование частоты воздействия на рулевое колесо $\nu_{возм} = 0,7$ Гц приводит к тому, что время от завершения первого поворота рулевого колеса (первый пик) до завершения поворота в обратном направлении (второй пик) составляет приблизительно 714 миллисекунд независимо от заданной величины угла поворота [5]. Исходя из указанного, в работах [1, 2] предлагалось проектировать ходовую часть таким образом, чтобы обеспечить значение собственной частоты колебаний автомобиля в плоскости дороги $\nu_{возм} > 0,7$ Гц при любых эксплуатационных условиях.

Антонов А. С. и др. [6 - 9] рассматривают частоты собственных колебаний корпуса автомобиля и указывают, что они являются важными обобщающими параметрами, оказывающими влияние на всю совокупность свойств, по которым оценивается плавность хода автомобиля. Частоты собственных колебаний в данной работе предлагается определять опытным или расчетным путем.

Однако в указанных выше работах не выполнялась оценка устойчивости и управляемости автомобильных поездов, поэтому представляет интерес исследование указанных эксплуатационных свойств при движении в сложных дорожных условиях.

Целью статьи является оценка влияния параметров дороги на важнейшие эксплуатационные свойства многозвенных многоосных автомобильных поездов.

Оценки частоты возмущающих воздействий неровностей дороги на автомобиль. Предположим, что длина неровности больше колесной базы автопоезда ($L_{\text{нер}} > L_{\text{ан}}$). В этом случае, импульсы возмущающей силы от дорожной неровности, через которую последовательно переезжают все колеса одного борта автомобиля, будут осуществляться с частотами

$$(v_{\text{возм}})_{\text{средняя}} = \frac{V_{\text{ан}} \cdot n}{L_{\text{ан}}}; \quad (1)$$

$$(v_{\text{возм}})_{\text{max}} = \frac{V_{\text{ан}}}{L_{\text{min}}}, \quad (2)$$

где n – число осей автомобильного поезда,

$$n = n_a + n_{\text{пр}}, \quad (3)$$

$n_a, n_{\text{пр}}$ – число осей автомобиля и прицепа.

Наибольшую опасность с позиции предотвращения резонанса колебаний звеньев автопоезда в плоскости дороги представляет $(v_{\text{возм}})_{\text{max}}$. На рис. 1 представлена зависимость максимальной возмущающей частоты колебаний $(v_{\text{возм}})_{\text{max}}$ от скорости автопоезда при различных значениях L_{min} .

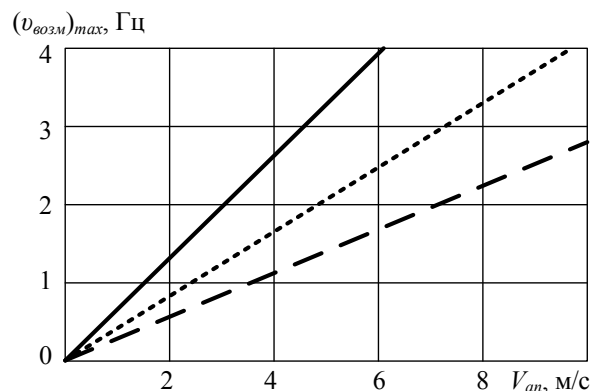


Рисунок 1 – Зависимость максимальной возмущающей частоты колебаний от скорости автопоезда: — $L_{\text{min}} = 1,5$ м; $\cdots$ $L_{\text{min}} = 2,5$ м; $-\cdots-$ $L_{\text{min}} = 3,5$ м

На рис. 2 приведена зависимость средней частоты возмущающих воздействий неровности дороги $(v_{\text{возм}})_{\text{средняя}}$ от скорости движения автопоезда при различном числе осей. При моделировании принято $L_{\text{ан}} = 20$ м.

Однако возмущающие воздействия на колеса автомобиля могут создавать и дорожные неровности, особенно при движении по бездорожью и в условиях пересечённой местности. На рис. 3 приведена схема, позволяющая оценить частоту возмущающих воздействий на колеса автомобильного поезда дорожных неровностей. Предположим, что шаг неровностей дороги (под колесами одного борта) больше, чем расстояние между передними колесами автомобиля и задними колесами прицепа. Это расстояние назовем базой автомобильного поезда $L_{\text{ан}}$.

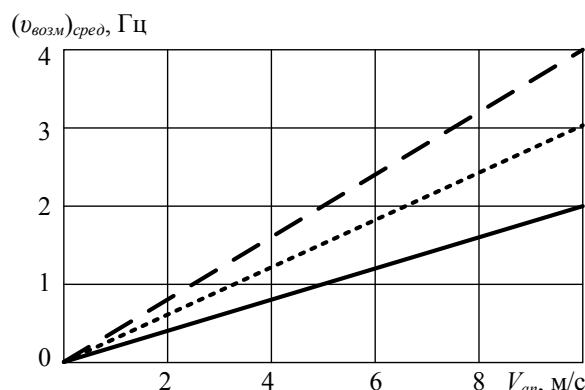


Рисунок 2 – Зависимость средней частоты возмущающих воздействий неровности дороги от скорости движения автопоезда: — $n = 4$; $\cdots$ $n = 6$; $---$ $n = 8$

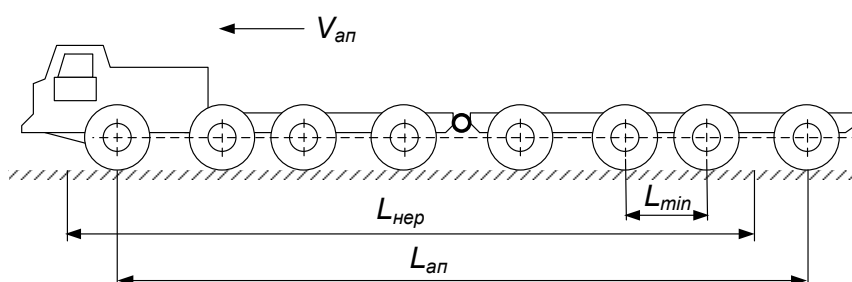


Рисунок 3 – Расчётная схема для оценки частоты возмущающих воздействий неровностей дороги на автомобиль: $V_{ан}$ – скорость движения автомобильного поезда; $L_{ан}$ – база автомобильного поезда; $L_{нер}$ – шаг неровностей дороги; L_{min} – минимальные расстояние между осями (расстояние между наиболее сближёнными осями автопоезда)

При $L_{min} < L_{нер} < L_{ан}$ частота возмущающих воздействий дороги (рис. 4а)

$$(v_{возм})_{max}^* = \frac{V_{ан}}{L_{нер} - L_{min}}. \quad (4)$$

При $L_{нер} < L_{min}$ (рис. 4б)

$$(v_{возм})_{max}^* = \frac{V_{ан}}{L_{min} - L_{нер}}. \quad (5)$$

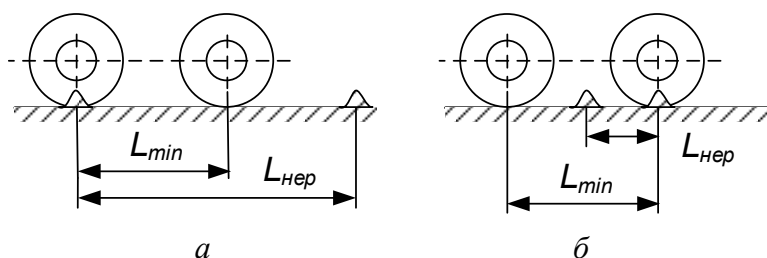


Рисунок 4 – Схема воздействия неровностей дороги на колеса наиболее сближенных осей автопоезда: а – при $L_{min} < L_{нер}$; б – при $L_{нер} < L_{min}$: — $n = 4$; $\cdots$ $n = 6$; $---$ $n = 8$

Преобразуем выражения (4) и (5) к виду

$$(v_{\text{возм}})_{\text{max}}^* = \frac{V_{\text{ан}}}{L_{\text{min}}} \left(\frac{L_{\text{нер}}}{L_{\text{min}}} - 1 \right)^{-1} = (v_{\text{возм}})_{\text{max}} \left(\frac{L_{\text{нер}}}{L_{\text{min}}} - 1 \right)^{-1}; \quad (6)$$

$$(v_{\text{возм}})_{\text{max}}^* = \frac{V_{\text{ан}}}{L_{\text{min}}} \left(1 - \frac{L_{\text{нер}}}{L_{\text{min}}} \right)^{-1} = (v_{\text{возм}})_{\text{max}} \left(1 - \frac{L_{\text{нер}}}{L_{\text{min}}} \right)^{-1}. \quad (7)$$

Таким образом, выражение для оценки соотношения частот возмущающих воздействий дороги можно записать в общем виде

$$K_v = \frac{(v_{\text{возм}})_{\text{max}}}{(v_{\text{возм}})_{\text{max}}^*} = \left| 1 - \frac{L_{\text{нер}}}{L_{\text{min}}} \right|, \quad (8)$$

где $(v_{\text{возм}})_{\text{max}}$ – максимальная частота возмущающих воздействий дороги при $L_{\text{ан}} < L_{\text{нер}}$;

$(v_{\text{возм}})_{\text{max}}^*$ – максимальная частота возмущающих воздействий дороги при $L_{\text{нер}} < L_{\text{ан}}$.

На рис. 5 приведена зависимость K_v от $\left| 1 - L_{\text{нер}} / L_{\text{min}} \right|$.

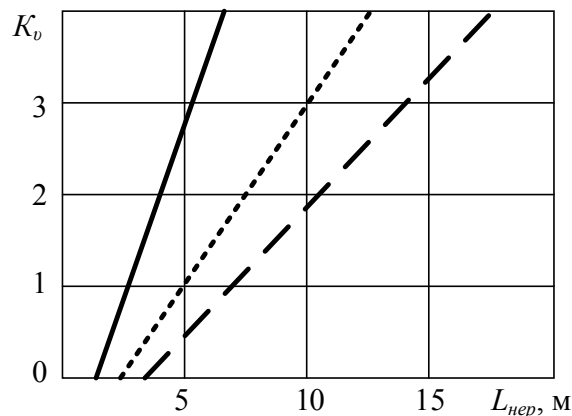


Рисунок 5 – Зависимость $K_v \left(\left| 1 - \frac{L_{\text{нер}}}{L_{\text{min}}} \right| \right)$: — $L_{\text{min}} = 1,5$ м; $\cdots$ $L_{\text{min}} = 2,5$ м; $- -$ $L_{\text{min}} = 3,5$ м

Определение допустимой скорости движения автомобильного поезда. При проектировании автопоезда оценку максимально допустимой скорости движения можно определять по средней частоте возмущающих воздействий дорожных неровностей, определяемой с помощью выражения (1). В этом случае, учитывая, что $v_{\text{собств}} > 0,7$, для системы «средство подвижности – дорожная среда» необходимо выполнение условия

$$(v_{\text{возм}})_{\text{средняя}} = \frac{V_{\text{ан}} \cdot n}{L_{\text{ан}}} < v_{\text{собств}}. \quad (9)$$

Из выражения (9) определим

$$V_{an} < v_{собств} \cdot \frac{L_{an}}{n}. \quad (10)$$

Величина $L_{an}/n = \bar{L}$ – среднее расстояние между осями автопоезда.

При невыполнении условия (10) автопоезд теряет устойчивость и управляемость.

На рис. 6 приведена зависимость $(V_{an})_{\max} = f(v_{собств})$ при различных значениях собственной частоты колебаний автомобиля и прицепа.

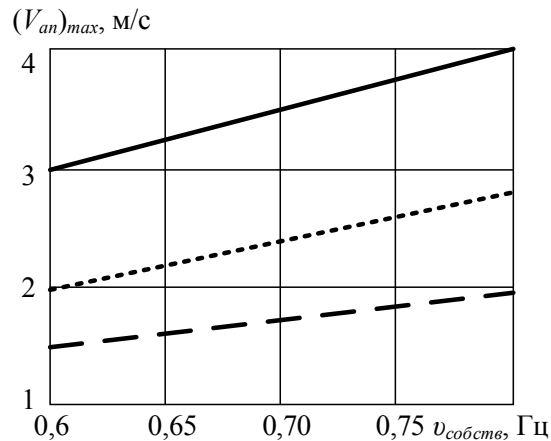


Рисунок 6 – Зависимость максимально допустимой скорости движения автомобильного поезда от частот собственных колебаний: — $L_{an}/n = 5$ м; $\cdots$ $L_{an}/n = 3,3$ м; $-\cdot-\cdot-$ $L_{an}/n = 2,5$ м

В случае, если частоты собственных колебаний автомобилей и прицепа значительно отличаются, то выбирать максимально допустимую скорость движения автопоезда по частоте собственных колебаний того звена, для которого указанная частота меньше.

Выводы. В результате проведенного исследования определены максимальные частоты возмущающих воздействий неровностей дороги на ходовую часть многозвенных многоосных автопоездов. Полученные аналитические выражения позволяют определить допустимую скорость движения автомобильного поезда при воздействии на ходовую часть дорожных неровностей. Ограничение скорости движения позволит сохранить устойчивость и управляемость автомобильного поезда по условию ограничения частоты возмущающих колебаний его звеньев в плоскости дороги.

Список літератури: 1. Подригало М. А. Обеспечение управляемости и устойчивости автомобилей при установившемся движении / М. А. Подригало, Д. М. Клец, В. И. Гацько // Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2013. – Вып. 60. – с. 42-48. 2. Подригало М. А. Оценка управляемости и устойчивости многоосных автомобилей при установившемся прямолинейном движении / М. А. Подригало, Д. М. Клец, В. И. Гацько, В. Н. Плетнёв // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь. – СевНТУ, 2013. – Вип. 143. – с. 41-44. 3. Подригало М. А. Оценка устойчивости и управляемости автомобиля по собственной частоте его колебаний в плоскости дороги /

М. А. Подригало, Д. М. Клец, В. И. Гацько // Автомоб. пром-ть. – М., 2014. – № 5. – С. 29–33. **4.** *Подригало М. А.* Оценка параметров маневренности автомобиля по критерию собственной частоты его колебаний в плоскости дороги / *М. А. Подригало, Д. М. Клец* // Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту : міжнар. наук.–практ. інтернет–конф., 12–14 листопада 2013 р. : тези доп. – Вінниця, 2013. – С. 6–7. **5.** Электронные системы контроля устойчивости: ECE/TRANS/180/Add.8 – Введены в Глобальный регистр 2008-06-26. – Женева: Глобальный регистр. Организация объединённых наций, 2008. – 116 с. **6.** *Антонов А. С.* Армейские автомобили. Конструкция и расчет / *А. С. Антонов, Ю. А. Кононович, Е. И. Магидович, В. С. Прозоров* // Часть первая. Воениздат. – М. – 1970. – 540 с. **7.** *Аксенов П. В.* Многоосные автомобили / *Аксенов П. В.* – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с. **8.** *Литвинов А. С.* Управляемость и устойчивость автомобиля / *Литвинов А. С.* – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с. **9.** *Ротенберг Р. В.* Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / *Ротенберг Р. В.* – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.

Bibliography (transliterated): **1.** *Podrigalo M. A.* Obespechenie upravljaemosti i ustojchivosti avtomobilej pri ustanovivshemsja dvizhenii / *M. A. Podrigalo, D. M. Klets, V. I. Gac'ko* . Vestnik HNADU. Sbornik nauchnyh trudov. – Kharkov: Izd-vo HNADU, 2013. – Vyp. 60. – p. 42-48. **2.** *Podrigalo M.A.* Ocenka upravljaemosti i ustojchivosti mnogoosnyh avtomobilej pri ustanovivshemsja prjamolinejnom dvizhenii / *M.A. Podrigalo, D. M. Klets, V. I. Gac'ko, V. N. Pletnjov* . Visnik SevNTU. Zbirnik naukovih prac'. Serija: Mashinopriladobuvannja ta transport. – Sevastopol'. – SevNTU, 2013. – Vip. 143. – p. 41-44. **3.** *Podrigalo M. A.* Ocenka ustojchivosti i upravljaemosti avtomobilja po sobstvennoj chastote ego kolebanij v ploskosti dorogi / *M. A. Podrigalo, D. M. Klets, V. I. Gac'ko* . Avtomob. prom-t'. – Moscow, 2014. – No 5. – P. 29–33. **4.** *Podrigalo M. A.* Ocenka parametrov manevrennosti avtomobilja po kriteriju sobstvennoj chastoty ego kolebanij v ploskosti dorogi / *M. A. Podrigalo, D. M. Klets* . Suchasni tehnologii ta perspektivi rozvitku avtomobil'nogo transportu : mizhnar. nauk.–prakt. internet–konf., 12–14 listopada 2013 r. : tezi dop. – Vinnicja, 2013. – P. 6–7. **5.** Jelektronnye sistemy kontrolja ustojchivosti: ECE/TRANS/180/ Add.8 – Vvedeny v Global'nyj registr 2008-06-26. – Zheneva: Global'nyj registr. Organizacija ob#edinjonnyh nacij, 2008. – 116 p. **6.** *Antonov A.S.* Armejskie avtomobili. Konstrukcija i raschet / *A. S. Antonov, Ju. A. Kononovich, E. I. Magidovich, V. S. Prozorov* . Chast' pervaja. Voenizdat. – Moscow. – 1970. – 540 p. **7.** *Aksenov P. V.* Mnogoosnye avtomobili / *Aksenov P. V.* – Moscow: Mashinostroenie, 1989. – 280 p. **8.** *Litvinov A. S.* Upravljaemost' i ustojchivost' avtomobilja / *Litvinov A. S.* – Moscow: Mashinostroenie, 1971. – 416 p. **9.** *Rotenberg R. V.* Podveska avtomobilja. Kolebanija i plavnost' hoda / *Rotenberg R. V.* – Moscow: Mashinostroenie, 1972. – 392 p.

Надійшла (received) 06.02.2015

УДК 629.3+504

А. О. БОРИСЕНКО, асп. ХНАДУ, Харків**РОЗРАХУНОК ПРОБІГУ ГІБРИДНОГО АВТОМОБІЛЯ НА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ТЯЗІ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

В роботі проведено розрахунок пробігу гібридного автомобіля на електричній тязі в залежності від умов експлуатації. Проведено обґрунтування необхідності підвищення паливної економічності та екологічної чистоти гібридних автомобілів за рахунок використання електричної енергії, що накопичується у блоку акумуляторних батарей. В результаті виконання розрахунку проведений вибір та обґрунтування кількості акумуляторних батарей у накопичувачі електричної енергії. Зроблені висновки.

Ключові слова: екологічність, електромобіль, гібридний автомобіль, умови експлуатації, акумуляторна батарея

Вступ. На сьогоднішній час конкурентоспроможний і порівняно екологічно чистий автотранспортний засіб можна зробити за рахунок розроблення гібридної силової установки, що включає двигун внутрішнього згоряння, тяговий електричний двигун і накопичувач електричної енергії. В якості накопичувача енергії доцільно застосовувати літій-іонні акумуляторні батареї. Найбільш зручними в експлуатації є гібридні автомобілі, які мають режим електромобіля, та які здатні накопичувати енергію у блоці тягових акумуляторних батарей безпосередньо від стаціонарних джерел електричної енергії. Це обумовлено суттєво нижчою вартістю кВт·год. з електричної мережі, в порівнянні з вартістю кВт·год. одержаних з генераторних установок, які отримують енергію від бензину, дизпалива або газу. Такий підхід до створення силової установки дозволяє суттєво знизити витрати моторного палива, підвищити екологічність та поліпшити тягово-швидкісні характеристики автомобіля.

Аналіз основних досягнень і літератури. Вже більше 10 р. у ХНАДУ проводять дослідження в галузі розробки енергоефективних та екологічно чистих технологій автотранспортних засобів, що використовують різноманітні джерела енергії та виконавчі пристрої. Розроблено декілька модифікацій автомобілів з нетрадиційними силовими установками (електричними, пневматичними, мехатронними) з проведенням їх натурних випробувань в реальних умовах експлуатації [1-5].

Остання модифікація гібридного автомобіля створена на базі автомобіля ЗАЗ Ланос Пікап. При цьому сам автомобіль та його існуюча силова установка залишається без змін, лише доповнюється тяговим вентильним електричним двигуном, який отримує живлення через перетворювач напруги від блоку літій-іонних акумуляторних батарей [6-8].

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є підвищення паливної економічності та екологічної чистоти гібридних автомобілів за рахунок використання електричної енергії, що накопичується у блоку акумуляторних батарей. Для визначення кількості акумуляторних батарей у складі гібридної силової установки необхідно провести розрахунок пробігу гібридного автомобіля на електричній тязі в залежності від умов експлуатації. Основною задачею є вибір та обґрунтування кількості акумуляторних батарей у накопичувачі електричної енергії гібридного автомобіля.

Матеріали дослідження. Аналіз вартості основних компонентів гібридної силової установки показав, що вартість літій-іонних акумуляторних батарей є визначальною. Але кількість застосованих акумуляторних батарей визначає дальність пробігу автомобіля на електричній тязі. В теперішній час висока вартість літій-іонної

технології створення акумуляторів стримує розвиток електромобілів. Наприклад, для пробігу електромобіля масою 1000 кг на відстань до 200 км необхідна акумуляторна батарея ємністю 20...25 кВт·год. Ціна такої акумуляторної батареї складає більш 200 тис. грн., що перевищує вартість базового автомобіля.

Для рішення даної проблеми необхідно проведемо розрахунок дальності пробігу гібридного автомобіля на електричній тязі спорядженою масою 1000 кг з різною кількістю акумуляторних батарей LFP090АНА 3.2V/90Ah, котрі призначені спеціально для застосування в гібридних автомобілях, електромобілях, електроавтобусах та інших електричних транспортних засобах. Основні експлуатаційні характеристики акумулятора TS-LFP90АНА наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Характеристики акумулятора TS-LFP90АНА

Тип	Акумулятор літій-залізо-фосфатний
Ємність C, А·год	90
Струм заряду, А	0,5·C
Макс струм розряду, А	3·C
Робоча напруга, В	2,5...4,25
Кількість циклів заряд-розряд	3000...5000
Діапазон робочих температур, °С	- 45...+ 85
Вага, кг	3,2

Для визначення дальності пробігу гібридного автомобіля на електричній тязі проведемо розрахунок питомої енергоємності акумулятора TS-LFP90АНА, який застосовується для живлення тягового електропривода гібридного автомобіля, створеного на базі ЗАЗ Ланос Пікап, Вт·год./кг.

$$E_n = \frac{U_{el} \cdot I \cdot t}{m_{AKB}}, \quad (1)$$

де E_n – питома енергоємність акумулятора, Вт·год./кг;

U_{el} – середня напруга на елементі, В;

I – розрядний струм, А;

t – час розряду, год.;

m_{AKB} – маса акумуляторної батареї, кг.

Ємність акумулятора визначає розрядний струм за час розряду t , год.

$$C = I \cdot t, \quad (2)$$

Тому формула 1 приймає вигляд

$$E_n = \frac{U_{el} \cdot C}{m_{AKB}}, \quad (3)$$

Споживання електричної енергії автомобілем, рух якого відбувається за рахунок електричного двигуна, залежить від умов експлуатації та може відрізнятися майже у три рази (табл. 2).

Таблиця 2 – Залежність питомого споживання енергії від режиму експлуатації автомобіля на електричній тязі

Питоме споживання енергії K_E , Вт·год./кг·км)	Режим експлуатації
0,10...0,15	Легкі умови, рух на невеликій швидкості
0,15...0,20	Середні умови, нормальний міський рух
0,20...0,25	Складні умови, при багаторазових динамічних прискореннях, різкому гальмуванні до повної зупинки або рух на високих швидкостях.

Пробіг автомобіля на електричній тязі залежить від режиму руху, маси автомобіля, вантажу та пасажирів, швидкості автомобіля, дорожніх умов, стилю водіння та складності руху: інтенсивності та кількості циклів гальмування-зупинка-розгін, динамічності зрушення з міста, інтенсивності натискання на електрону педаль акселератора та педаль гальмування, стану покриття, наявності підйомів або спусків та від багатьох інших факторів.

Дальність пробігу автомобіля S_e на електричній тязі, км

$$S_e = \frac{E_n \cdot n \cdot m_{AKB}}{K_E \cdot (m_{El} + n \cdot m_{AKB})}, \quad (4)$$

де E_n – питома енергоємність акумулятора, Вт·год./кг;

n – кількість акумуляторних батарей, шт.;

K_E – питоме споживання енергії автомобіля, що рухається на електричній тязі, в різних режимах руху, Вт·год./кг·км;

m_{El} – споряджена маса автомобіля, кг.

Результати дослідження. Проведемо розрахунок дальності пробігу електромобіля та гібридного автомобіля на електричній тязі в залежності від кількості використаних акумуляторних батарей та умов експлуатації. Пробіг електромобіля, на відміну від пробігу гібридного автомобіля, може складати до 150 км у легких умовах руху, тому для електромобіля достатньо застосовувати 50 акумуляторних батарей типу LFP090AH 3.2V/90Ah. З отриманих розрахунків випливає, що блок з 50 акумуляторних батарей TS-LFP90AH може запасати енергію 14,4 кВт·год., якої вистачить на подолання автомобілем спорядженою масою до 1000 кг відстані до 145 км у легких умовах руху. Для прикладу, блок акумуляторних батарей серійного електромобіля Mitsubishi i-MiEV запасє 16 кВт·год. За даними виробника пробіг Mitsubishi i-MiEV складає 160 км, що практично співпадає з проведеними розрахунками. Але Mitsubishi i-MiEV – це електромобіль, ми жє розробляємо гібридний автомобіль, тому дальність пробігу на електричній тязі будемо визначати з щоденного середньостатистичного пробігу автомобіля. Світова статистика пробігу міського легкового автомобіля показує, що 80 % легкових автомобілів в Європі проїжджають на день не більше 40 км, а близько 50 % – до 20 км. Для автомобіля це фактично означає, як мінімум 2 поїздки, по 10...20 км в кожену сторону, як правило, у міському режимі руху. Для задовольняють потреби більшості автовласників запас ходу на електричній тязі гібридного автомобіля може складати 30...40 км у середніх міських умовах експлуатації (див. рис. 1).

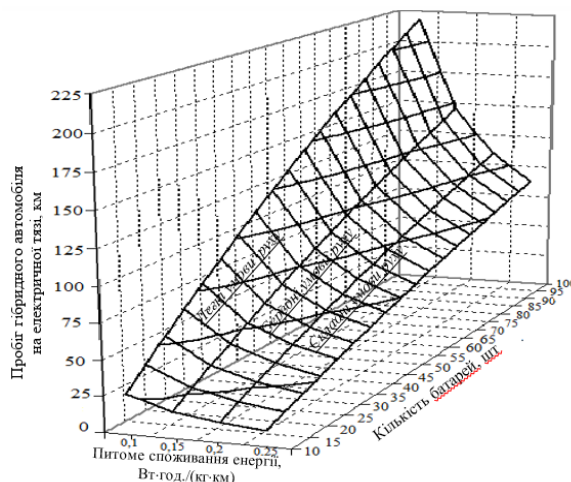


Рисунок 1 – Результати розрахунку пробігу електромобіля в залежності від кількості використаних акумуляторних батарей

Висновки. Результати розрахунку дальності пробігу гібридного автомобіля спорядженою масою 1000 кг на електричній тязі в залежності від умов експлуатації та кількості використаних акумуляторних батарей у блоку живлення показують, що для подолання 30...40 км у середніх умовах руху достатньо застосовувати 20 акумуляторних батарей типу LFP090АНА 3.2V/90Ah. Максимальний пробіг при цьому буде складати до 60 км.

Список літератури: 1. Смирнов О.П. Розрахунок еквівалентної витрати палива електромобілями у різних країнах / О.П. Смирнов, О.Б. Богаєвський, А.О. Смирнова // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2013. – № 29 (1002). – С. 114-119. 2. Бажинов А.В. Пути снижения стоимости подзаряжаемого гибридного автомобиля / А.В. Бажинов, В.Я. Двадненко, С.А. Сериков, Е.А. Серикова, О.П. Смирнов // Вісник СевНТУ. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – 2012. – № 134/2012. – С. 36-39. 3. Бажинов А.В. Разработка экологически чистых автотранспортных средств / А.В. Бажинов, О.П. Смирнов, В.Я. Двадненко, М. Хаким // – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2012. – № 128 – С. 138-142. 4. Борисенко А.О. Впровадження класів економічності автомобілів на Україні / А.О. Борисенко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 10 (1053). – С. 95-99. включений у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA). 5. Smyrnov O. Experimental research of power characteristics car TOYOTA Prius in the mode electromobile [Електронний ресурс] / O. Smyrnov, S. Klymenko // Автомобіль і електроніка. Сучасні технології: електронне наукове спеціалізоване видання. – 2014. – № 6. с. 94-96. – ISSN 2226-9266 – Режим доступу к джерелу: http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_SIS/AE14_1/14soptme.pdf. 6. Смирнова А.О. Порівняльний аналіз паливної економічності гібридних автомобілів / А.О. Смирнова // Вісник СХТУ серія «Машиноприладобудування і транспорт»– 2013. – №142 – С. 173-176. 7. Борисенко А.О. Аналіз методів оцінки паливної економічності автомобілів [Електронний ресурс] / А.О. Борисенко // Автомобіль і електроніка. Сучасні

технології: електронне наукове спеціалізоване видання. – 2013. – № 5. с. 17-21.
8. Смирнов О.П. Гибридная силовая установка для транспортных средств / *О.П. Смирнов, А.Б. Богаевский, А.О. Смирнова* // – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2013. – № 139 – С. 207-211. **9. Смирнов О.П.** Вибір та розрахунок джерела живлення для електромобіля / *О.П. Смирнов* // Наукові нотатки. – 2012. – № 36. – С. 260-263.
10. Смирнов О.П. Перспективні напрями розвитку сучасного автомобілебудування / *О.П. Смирнов* // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 9 (1052). – С. 61-65.

Bibliography (transliterated): **1. Smyrnov O.P.** Rozrakhunok ekvivalentnoyi vytraty palyva elektromobilyamy u riznykh krayinakh / *O.P. Smyrnov, O.B. Bohayevs'kyy, A.O. Smyrnova* . Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Zbirnyk naukovykh prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. – Kharkov: NTU «KhPI». – 2013. – # 29 (1002). – P. 114-119. **2. Bazhynov A.V.** Puty snyzhenyya stoymosty podzaryazhaemoho hybrydnogo avtomobylya / *A.V. Bazhynov, V.Ya. Dvadenko, S.A. Serykov, E.A. Serykova, O.P. Smyrnov* . Visnyk SevNTU. Seriya: Mashynopryladobuduvannya ta transport. – 2012. – # 134/2012. – P. 36-39. **3. Bazhynov A.V.** Razrabotka ekolohychesky chystykh avtotransportnykh sredstv / *A.V. Bazhynov, O.P. Smyrnov, V.Ya. Dvadenko, M. Khakym* . – Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu sil's'koho hospodarstva imeni Petra Vasylenka. – 2012. – # 128 – P. 138-142. **4. Borysenko A.O.** Vprovadzhennya klasiv ekonomichnosti avtomobiliv na Ukraini / *A.O. Borysenko* . Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Zbirnyk naukovykh prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. – Kharkov: NTU «KhPI». – 2014. – # 10 (1053). – P. 95-99. vklyuchenyy u dovidnyk periodychnykh vydan' bazy danykh Ulrich's Periodicals Directory (New Jersy, USA). **5. Smyrnov O.** Experimental research of power characteristics car TOYOTA Prius in the mode electromobile [Elektronnyy resurs] / *O. Smyrnov, S. Klymenko* . Avtomobil' i elektronika. Suchasni tekhnolohiyi: elektronne naukovе spetsializovane vydannya. – 2014. – # 6. p. 94-96. – ISSN 2226-9266 – Rezhym dostupu k dzherelu: http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_SIS/AE14_1/14soptme.pdf. **6. Smyrnova A.O.** Porivnyal'nyy analiz palyvnoyi ekonomichnosti hibrydnykh avtomobiliv / *A.O. Smyrnova* . Visnyk SNTU seriya «Mashynopryborobuduvannya i transport»- 2013. – #142 – P. 173-176. **7. Borysenko A.O.** Analiz metodiv otsinky palyvnoyi ekonomichnosti avtomobiliv [Elektronnyy resurs] / *A.O. Borysenko* . Avtomobil' i elektronika. Suchasni tekhnolohiyi: elektronne naukovе spetsializovane vydannya. – 2013. – # 5. p. 17-21. **8. Smyrnov O.P.** Hybrydnaya sylovaya ustanovka dlya transportnykh sredstv / *O.P. Smyrnov, A.B. Bohayevsky, A.O. Smyrnova* . – Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu sil's'koho hospodarstva imeni Petra Vasylenka. – 2013. – # 139 – P. 207-211. **9. Smyrnov O.P.** Vybir ta rozrakhunok dzherela zhyvlennya dlya elektromobilya / *O.P. Smyrnov* . Naukovі notatky. – 2012. – # 36. – P. 260-263. **10. Smyrnov O.P.** Perspektyvni napryamy rozvytku suchasnoho avtomobilebuduvannya / *O.P. Smyrnov* . Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Zbirnyk naukovykh prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. – Kharkov: NTU «KhPI». – 2014. – # 9 (1052). – P. 61-65.

Надійшла (received) 06.02.2015

УДК 629.017

Е. А. ДУБІНИН, канд. техн. наук, доц., ХНАДУ, Харків

ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА УСТОЙЧИВОСТЬ ПОЛОЖЕНИЯ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННЫХ СРЕДСТВ ТРАНСПОРТА

Выполнена количественная оценка комплексного влияния условий эксплуатации шарнирно-сочлененных средств транспорта на их устойчивость против опрокидывания при движении. Использование угловой скорости в качестве критерия позволяет отслеживать процессы, происходящие при движении средства транспорта по неровностям, и своевременно информировать водителя об опасности возникновения аварийной ситуации. Полученные результаты позволяют повысить безопасность эксплуатации шарнирно-сочлененных средств транспорта.

Ключевые слова: средство транспорта, шарнирно-сочлененный, комплексное влияние, условия эксплуатации, устойчивость положения, безопасность.

Введение. Условия эксплуатации и техническое состояние средства транспорта в значительной степени влияют на безопасность транспортных работ. Важнейшие из условий эксплуатации – уклоны местности, микронеровности дорожного покрытия, скорость движения, интенсивность маневрирования, коэффициент сцепления с опорной поверхностью и т.д. При использовании шарнирно-сочлененных средств транспорта оценка влияния указанных выше условий является актуальной вследствие необходимости обеспечения устойчивости положения при движении как с прицепом, так и без него.

Анализ последних достижений и публикаций. Учет влияния различных факторов на устойчивость положения движущихся средств транспорта, в том числе и шарнирно-сочлененных, приводится в работах [1-4]. При этом отмечается, что скорость движения часто ограничивается не мощностью двигателя, а различными факторами, в том числе – устойчивостью [5]. В то же время вопросы обеспечения устойчивости положения шарнирно-сочлененных машин и количественной оценки комплексного влияния условий эксплуатации на безопасность изучены не в полной мере.

Цель исследования, постановка задачи. Целью работы является повышение безопасности использования шарнирно-сочлененных средств транспорта путем введения корректирующих воздействий с учетом различных условий эксплуатации.

Для достижения поставленной цели необходимо оценить весомость эксплуатационных факторов и провести количественную оценку их влияния на устойчивость положения шарнирно-сочлененных средств транспорта.

Материалы исследований. Наиболее травмоопасными являются транспортные операции, в процессе выполнения которых в хозяйствах происходит подавляющее большинство зарегистрированных дорожно-транспортных происшествий с опрокидыванием трактора [6]. Оценка весомости эксплуатационных факторов возможна на основе опроса операторов, а также анализа статистической информации. Так, в соответствии с данными [7], более 15% случаев опрокидывания шарнирно-сочлененных тракторов происходит на местности с крутизной боковых склонов до 5^0 (рис. 1), характерной для основной части территории Украины [1].

© Е.А. Дубинин, 2015

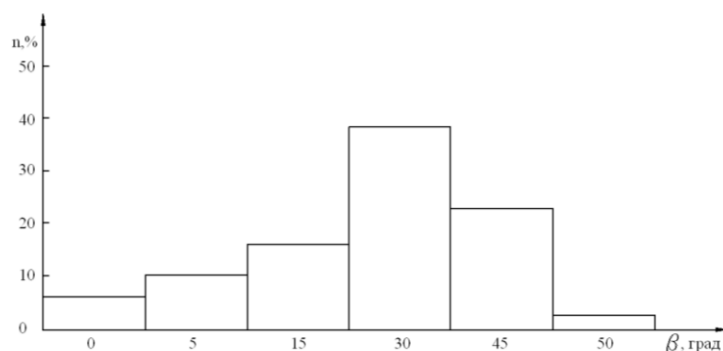


Рисунок 1 – Распределение случаев опрокидывания тракторов типа Т-150К в зависимости от крутизны бокового склона β

Более 50% случаев опрокидывания шарнирно-сочлененных тракторов происходит на различных дорожных покрытиях с $\varphi \geq 0,65$ (рис. 2) [7].

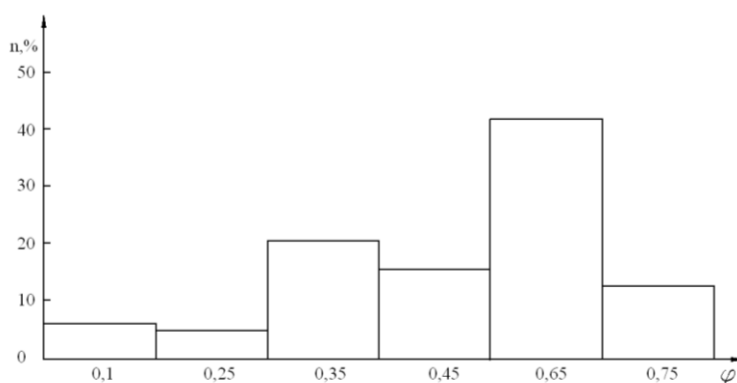


Рисунок 2 – Распределение случаев опрокидывания тракторов типа Т-150К в зависимости от дорожных условий

В реальных условиях движения изучение влияния отдельных факторов на устойчивость положения недостаточно информативно, так как при движении на шарнирно-сочлененное средство транспорта оказывает комплексное влияние их большое количество. Реализация предлагаемого подхода позволяет оценивать возможность возникновения аварийной ситуации по выходному параметру (критерию устойчивости).

В соответствии с проведенной оценкой весомости эксплуатационных факторов для шарнирно-сочлененных колесных тракторов, экспериментальные исследования проводились в следующих дорожных условиях:

- на горизонтальном участке с существенными неровностями микропрофиля, движение с прицепом. Средняя скорость движения 4,2 м/с, высота неровностей дорожного покрытия достигала 0,2 м, дорожные условия соответствовали обычным [8] (рис. 3а);

- при переезде единичного препятствия высотой 0,2 м на горизонтальном участке. Скорость движения 0,7 м/с, дорожные условия соответствовали обычным [8] (рис. 3б);

– на грунтовій дорозі (пересіченна місцевість), рух без причепа. Поперечні уклони місцевості до $\beta_{\max} = 9^0$ [9], середня швидкість руху 4,2 м/с, висота нерівностей дорожнього покриття досягала 0,3 м, дорожні умови відповідали трудним і особливо трудним [8] (рис. 3в).



Рисунок 3 – Проведення експериментальних досліджень на шарнірно-сочлененому тракторі ХТА-200 “Слобожанець” і тракторному поїзді: а – висота нерівностей 0,2 м; б – переїзд єдиного перешкоди; в – висота нерівностей 0,3 м

В результаті проведених експериментальних досліджень отримані величини лінійних прискорень пополам відносно трьох координатних осей, які, в відповідності з залежностями [10], були перетворені в кутові прискорення і швидкості секцій. В якості критерію стійкості для шарнірно-сочленених машин визначені кутові швидкості секцій в поперечних площинах, перпендикулярних опорної поверхності [11].

На основі отриманих параметрів здійснено вибір розподілу випадкових величин. Найбільш підходящим є нормальний розподіл величин кутових швидкостей секцій трактора при його русі (рис. 4-5). Адекватність отриманих результатів була підтверджена значеннями критерію Std. Err. [12], який для отриманих результатів не перевищував 0,004.

В табл. 1 наведені результати статистичної обробки величин кутових швидкостей секцій шарнірно-сочлененого трактора ХТА-200 “Слобожанець”.

Угловая скорость секций при переезде единичного препятствия не превышала $1,2 \text{ с}^{-1}$, что сопоставимо с максимальными значениями при движении на горизонтальном участке с существенными неровностями микропрофиля.

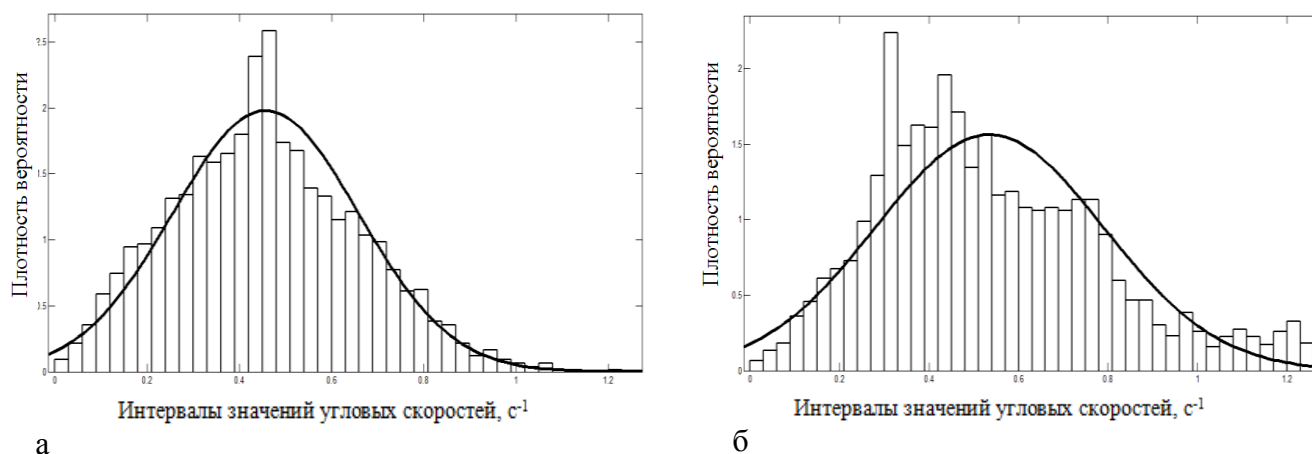


Рисунок 4 – Гистограммы распределения угловых скоростей при движении на горизонтальном участке с существенными неровностями:
а – передняя секция; б – задняя секция

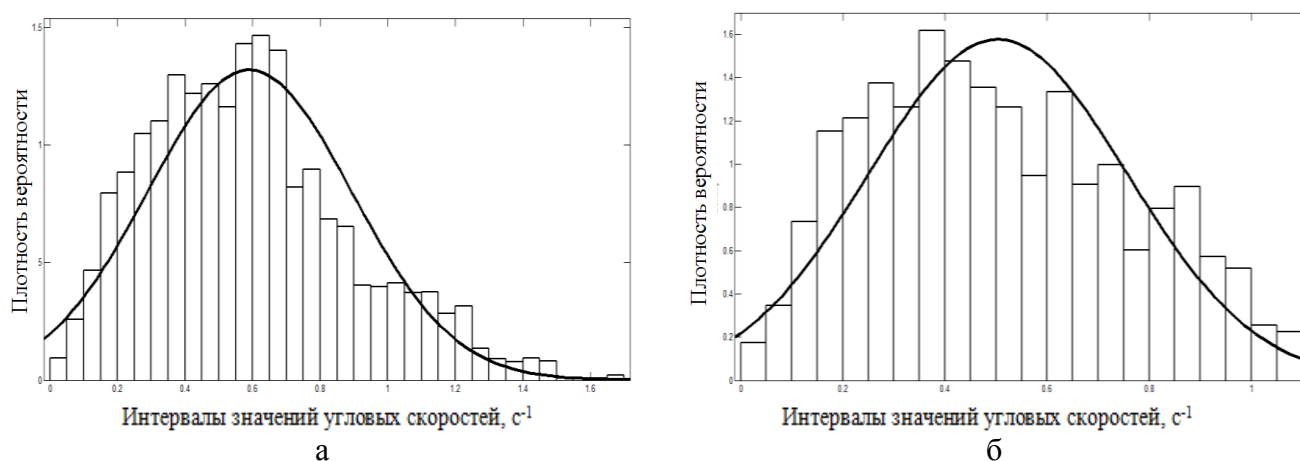


Рисунок 5 – Гистограммы распределения угловых скоростей при движении по пересеченной местности: а – передняя секция; б – задняя секция

Результаты исследований. Полученные в результате исследования данные позволяют определить влияние наиболее весомых эксплуатационных факторов на устойчивость положения шарнирно-сочлененных средств транспорта. При движении по пересеченной местности величины угловых скоростей достигали $1,66 \text{ с}^{-1}$ для передней и $1,42 \text{ с}^{-1}$ для задней секций (наиболее опасные условия движения). Установлено, что средние величины угловых скоростей секций в условиях пересеченной местности превышали аналогичный критерий устойчивости положения для случая движения на горизонтальном участке с существенными неровностями микропрофиля более чем в 1,2 раза для передней секции и существенно не отличались

для задньої секції. При цьому отримані максимальні значення кутових швидкостей секцій в цих же умовах руху відрізнялися не більше ніж на 35%.

Таблиця 1 – Результати статистичної обробки величин кутових швидкостей секцій трактора

Варіант руху	Секція	Математичне очікування	Середнє квадратичне відхилення	Закон розподілу величини кутової швидкості ω
Рух з двохосним причепом на ділянці з суттєвими нерівностями мікропрофілю ($V_{\text{середн}} = 4,2$ м/с, $\beta = 0^\circ$, $h_{\text{н макс}} = 0,2$ м)	передня	0,46	0,201	$Q = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 0,201} \cdot e^{\frac{-(\omega-0,46)^2}{2 \cdot 0,201^2}}$
	задня	0,55	0,255	$Q = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 0,255} \cdot e^{\frac{-(\omega-0,55)^2}{2 \cdot 0,255^2}}$
Рух без причепа на ділянці з пересіченою місцевістю ($V_{\text{середн}} = 4,2$ м/с, $\beta_{\text{макс}} = 9^\circ$, $h_{\text{н макс}} = 0,3$ м)	передня	0,58	0,302	$Q = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 0,302} \cdot e^{\frac{-(\omega-0,58)^2}{2 \cdot 0,302^2}}$
	задня	0,53	0,261	$Q = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 0,261} \cdot e^{\frac{-(\omega-0,53)^2}{2 \cdot 0,261^2}}$

Таким чином, використання критерію кутової швидкості дозволяє оцінювати процеси, що відбуваються при русі засобу транспорту по нерівностям і своєчасно інформувати водія про небезпечність виникнення аварійної ситуації звуковим або світловим сигналом. Застосування засобів автоматизації дозволить знизити вплив суб'єктивних факторів, виключив з ланки прийняття рішення водія. Такі бортові засоби контролю на сучасній елементній базі зможуть суттєво знизити ймовірність опрокидання на основі постійного моніторингу процесу руху, порівняння поточних кутових швидкостей секцій з критичними для досліджуваної машини, і визначення керуючого сигналу для гальмівної системи з метою підвищення стійкості навіть до повної зупинки шарнірно-сочлененої машини.

Висновки. Виконана кількісна оцінка (за критерієм кутової швидкості) комплексного впливу умов експлуатації шарнірно-сочленених засобів транспорту на їх стійкість проти опрокидання при русі. Встановлено, що при русі в умовах пересіченої місцевості середні значення кутових

скоростей больше в 1,2 раза для передней и существенно не отличаются для задней секции, чем на горизонтальном участке с существенными неровностями микропрофиля. Максимальные значения угловых скоростей секций в этих же условиях движения отличались не более чем на 35%. Создание электронных средств позволяет повысить точность прогнозирования возможности опрокидывания и своевременно, в автоматическом режиме, воздействовать на системы управления. Предложенный подход позволяет повысить безопасность работы средств транспорта.

Список литературы: 1. Амельченко П.А. Колесные тракторы для работы на склонах / П.А. Амельченко, И.П. Ксенович, В.В. Гуськов, А.И. Якубович. – М.: Машиностроение, 1978. – 245 с. 2. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов / Коновалов В.Ф. – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с. 3. Кальченко Б.И. Комплексная оценка динамической устойчивости и плавности хода колесных тракторов / Б.И. Кальченко, Н.М. Кириенко, Н.А. Дорошенко, Е.Н. Резников // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1987. – № 7. – С. 6-10. 4. Амельченко П.А. Анализ и оптимизация систем стабилизации склоноходов / П.А. Амельченко, Г.А. Ломако, Р.И. Фурунжиев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1986. – № 11. – С. 16-18. 5. Цыпцын В.И. Влияние конструкций тягово-цепных соединений на динамику торможения тракторных поездов / В.И. Цыпцын, П.П. Гамаюнов, С.А. Алексеев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. – №4. – С. 29-30. 6. Дорошенко Н.А. Обоснование и разработка методов выбора параметров трактора типа Т-150К по показателям плавности хода и устойчивости на транспортных работах: автореф. дисс. на соиск. ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 „Автомобили и тракторы” / Н.А. Дорошенко. – Харьков, 1990. – 26 с. 7. Илинич И.М. Об оценке защитных свойств кабин мощных колесных тракторов с шарнирно-сочлененной рамой / И.М. Илинич, Н.М. Кириенко // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1983. – №1. – С. 10-12. 8. Павлов В.А. Транспортные прицепы и полуприцепы / В.А. Павлов, С.А. Муханов. – М.: Воениздат, 1981. – 191 с. 9. Двали Р.Р. Механическая тяга в горной местности / Р.Р. Двали, В.В. Махалдиани. – М.: Наука, 1970. – 233 с. 10. Клец Д.М. Метод определения параметров движения средств транспорта с помощью датчиков ускорений / Д.М. Клец, Е.А. Дубинин // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. праць. – Х.: ФОП Томенко Ю.І. – Вип. 151. – С. 373-378. 11. Дубинин Е.А. Прогнозирование динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта методом парциальных ускорений / Е.А. Дубинин, А.С. Полянский // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета: Сб. науч. трудов. – Симферополь: НИЦ КИПУ, 2013. – Вып. 40. – С. 37-41. 12. Everitt, B.S. (2003) The Cambridge Dictionary of Statistics, CUP. ISBN 0-521-81099-X – Режим доступа: http://en.wikipedia.org/wiki/Standard_error. – Дата звертання: 12 листопада 2014.

Bibliography (transliterated): 1. Amel'chenko P.A., Ksenovich I.P., Gus'kov V.V., Yakubovich A.I. Kolesnye traktory dlya raboty na sklonakh. Moscow: Mashinostroenie, 1978. 245 p. 2. Konovalov V.F. Dinamicheskaya ustoichivost' traktorov. Moscow: Mashinostroenie, 1981. 144 p. 3. Kal'chenko B.I., Kirienko N.M., Doroshenko N.A., Reznikov E.N.

Kompleksnaya otsenka dinamicheskoi ustoichivosti i plavnosti khoda kolesnykh traktorov. Traktory i sel'skokhozmashiny, 1987, No 7, pp. 6-10. **4.** *Amel'chenko P.A., Lomako G.A., Furunzhiev R.I.* Analiz i optimizatsiya sistem stabilizatsii sklonokhodov. Traktory i sel'skokhozmashiny, 1986, No 11, pp. 16-18. **5.** *Tsyptsyn V.I., Gamayunov P.P., Alekseev S.A.* Vliyanie konstruksii tyagovo-stsepykh soedinenii na dinamiku tormozheniya traktornykh poezdov. Traktory i sel'skokhozyaistvennye mashiny, 2001, No4, pp. 29-30. **6.** *Doroshenko N.A.* Obosnovanie i razrabotka metodov vybora parametrov traktora tipa T-150K po pokazatelyam plavnosti khoda i ustoichivosti na transportnykh rabotakh: avtoref. diss. na soisk. uchenoi stepeni kand. tekhn. nauk: spets. 05.05.03 „Avtomobili i traktory”. Kharkov, 1990. 26 p. **7.** *Ilinich I.M., Kirienko N.M.* Ob otsenke zashchitnykh svoystv kabin moshchnykh kolesnykh traktorov s sharnirno-sochlenennoi ramo. Traktory i sel'khoz mashiny, 1983, No1, pp. 10-12. **8.** *Pavlov V.A., Mukhanov S.A.* Transportnye pritsepy i polupritsepy, Moskow: Voenizdat, 1981, 191 p. **9.** *Dvali R.R., Makhaldiani V.V.* Mekhanicheskaya tyaga v gornoi mestnosti. Moskow: Nauka Publ., 1970, 233 p. **10.** *Klets D.M., Dubinin E.A.* Metod opredeleniya parametrov dvizheniya sredstv transporta s pomoshch'yu datchikov uskorenii. Visnyk KhNTUS-H im. P. Vasylenka. Problemy nadiynosti mashyn ta zasobiv mekhanizatsiyi sil'skohospodars'koho vyrobnytstva: Zb. nauk. prats', Kharkov, 2014, Vol. 151, pp. 373-378. **11.** *Dubinin E.A., Polyanskii A.S.* Prognozirovanie dinamicheskoi ustoichivosti polozheniya sharnirno-sochlenennykh sredstv transporta metodom partsial'nykh uskorenii. Uchenye zapiski Krymskogo inzhenerno-pedagogicheskogo universiteta: Sb. nauch. trudov, Simferopol': NITs KIPU, 2013, Vol. 40, pp. 37-41. **12.** *Everitt, B.S.* (2003) The Cambridge Dictionary of Statistics, CUP. ISBN 0-521-81099-X Web. 12 November 2014 < http://en.wikipedia.org/wiki/Standard_error >

Поступила (received) 22.01.15

УДК 629.113

В. В. СЛАВІН, канд. техн. наук, ст. викладач ХНУ, Хмельницький;
І. В. МАНЬКО, канд. техн. наук, наук. співр. НТУ, Київ;
А. В. ГУНЬКО, канд. техн. наук, доцент НАДПСУ, Хмельницький

ВПЛИВ ТИПУ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ НА ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЯ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Визначені екологічні показники бензинового двигуна з різними системами живлення в режимах навантаження та в швидкісних режимах активного і примусового холостого ходу. Експериментальними дослідженнями на моделюючому роликовому стенді за програмою Європейського ізового циклу визначено екологічний рівень забруднення атмосферного повітря автомобілем, обладнаним в умовах експлуатації системами впорскування бензину зі зворотнім зв'язком і нейтралізації відпрацьованих газів.

Ключові слова: відпрацьовані гази, бензиновий двигун, автомобіль, система впорскування, карбюратор, екологічні показники.

Вступ. Нині продовжують виконувати транспортну роботу легкові автомобілі з карбюраторною системою живлення (СЖ), яка з точки зору екологічних показників забезпечує найнижчий рівень «Євро-0».

Визначити загальну кількість автомобілів з карбюраторною системою, які перебувають в експлуатації, можна проаналізувавши дані експертів у роботі [1], які свідчать про те, що станом на кінець 2010 р. парк автомобілів категорії М1 загальною чисельністю 6769,3 тис. од мав таку орієнтовну структуру за екологічними властивостями:

- відповідних «Євро-0» - 4470-4870 тис. од (66-72%);
- відповідних «Євро-1» - 60-130 тис. од (1-2%).

Як видно з цих даних, автомобілі екологічного рівня «Євро-0» експлуатуються з карбюраторними системами, до класу «Євро-1» відносяться ті самі зразки, які обладнані окислювальним нейтралізатором. Через вплив багатьох факторів експлуатація автомобілів з цією системою буде продовжуватися, про що свідчить ріст внутрішніх продажів автомобілів з пробігом [2].

До того ж, автомобілі з такими СЖ нині визначені як основне джерело викидів в атмосферне повітря з відпрацьованими газами (ВГ) забруднюючих речовин (ЗР) та споживачем світлих нафтопродуктів. Згідно останніх статистичних даних викиди ЗР і діоксиду вуглецю (CO₂) пересувними транспортними засобами мають таку динаміку: викиди CO₂ в 2013 р. зросли на 11,5% (4332,6 тис. т) в порівнянні з аналогічним показником в 2012 р. (3886,5 тис. т), а викиди ЗР зросли тільки на 1,3% (166,5 тис.т) [3].

У зв'язку з прийняттям Закону України «Про деякі питання ввезення на митну територію України та реєстрації транспортних засобів» Україна зобов'язалася виконувати європейські норми токсичності ВГ розпочинаючи з рівня «Євро-2», внаслідок чого перша реєстрація та ввезення транспортних засобів на територію нашої країни відбувається за умови відповідності їх екологічним нормам не нижче рівня «Євро-2» як обов'язкових.

Відповідно цьому існує практика заводів-виробників автомобілів, які встановлюють на бензинові двигуни, які раніше працювали з карбюраторною системою, систему впорскування бензину та пристрій нейтралізації ВГ.

Таким чином, для поліпшення екологічних показників автомобілів з карбюраторними двигунами, які знаходяться в експлуатації, до сучасного рівня

пропонується замінити застарілу СЖ на сучасну електронну систему впорскування бензину з системою нейтралізації ВГ рівня «Євро-2».

Аналіз основних досліджень і літератури.

Проведені раніше експериментальні і розрахункові дослідження показали, що заміна карбюраторної СЖ на систему впорскування типу LE-Jetronic, налаштовану на роботу за збідненого складу суміші (α зросло від 1,0 до 1,2), сприяє покращенню паливної економічності, екологічних та енергетичних показників автомобіля ВАЗ-2106 [4]. Проте така система не забезпечує зворотнього зв'язку по складу ВГ, так як це є основною вимогою для забезпечення ефективної роботи трикомпонентного каталітичного нейтралізатора (ТКН), щоб забезпечити екологічні норми не нижче рівня «Євро-2». На відміну від карбюраторної версії, встановлення заводом-виробником на нові, серійні автомобілі ВАЗ-2107,09 системи впорскування бензину забезпечує покращення екологічних показників, причому зростає потужність двигуна та зменшується витрата палива [5-6].

Мета дослідження. Так як досвід використання систем впорскування бензину на легкових автомобілях, двигуни яких раніше працювали з карбюраторною системою, засвідчив покращення показників автомобіля, доцільним є дослідження впливу сучасної системи впорскування бензину зі зворотнім зв'язком та системою нейтралізації ВГ на екологічні показники автомобіля в умовах експлуатації.

Матеріали досліджень. Згідно з цим для проведення досліджень впливу типу СЖ на показники двигуна і автомобіля обрано електронну систему впорскування типу LH-Motronic, яка відповідає екологічним нормам рівня «Євро-2». LH-Motronic включає в себе (рис. 1): електронну (статичну) систему запалювання, мікрокомп'ютерне керування кутом випередження запалювання, електронну систему гасіння детонації (knock sensor), систему нейтралізації ВГ та зворотній зв'язок, систему уловлювання випарів бензину (EVAP - Evaporative Emission Control System).

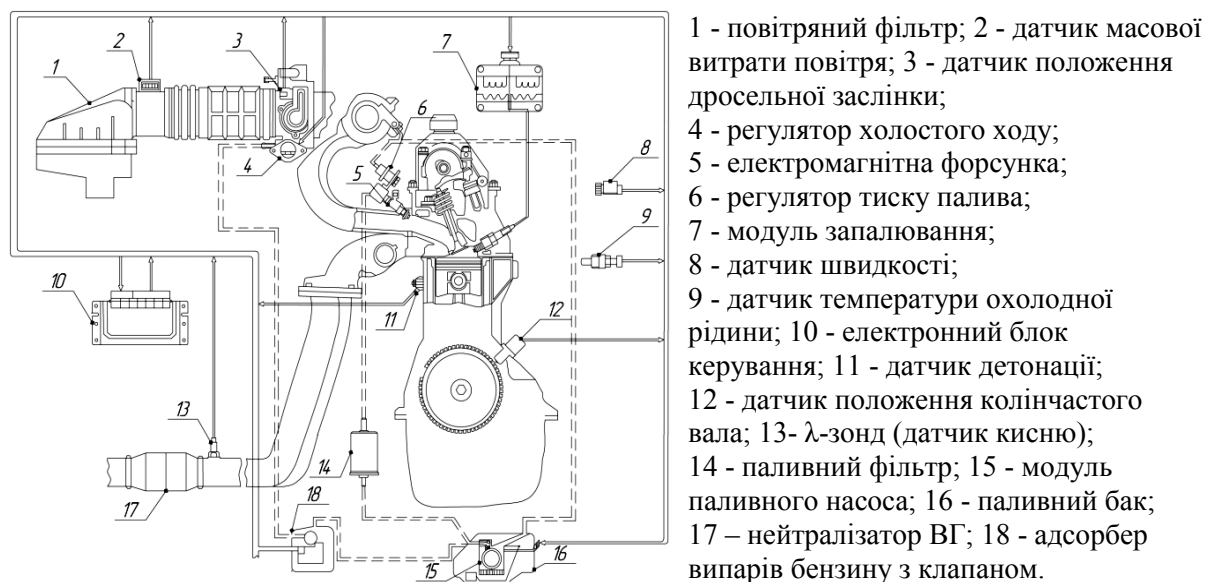


Рисунок 1 – Система розподіленого впорскування бензину типу LH-Motronic

У випускній системі двигуна встановлюється ТКН моделі 2110-1206010-13 типу 2110-2112, «Атекс». Для проведення експериментальних досліджень впливу типу СЖ

на показники роботи двигуна та автомобіля в умовах експлуатації прийнято розповсюджений представник легкових автомобілів з карбюраторним двигуном 4Ч7,6/6,6, марки ВАЗ-21051 [7].

Згідно програми експериментальних досліджень в лабораторії випробування двигунів кафедри «Двигуни і теплотехніка» НТУ проводилися стендові дослідження бензинового двигуна 4Ч7,6/6,6 та отримано серію навантажувальних характеристик, швидкісних характеристик активного і примусового холостого ходу (ПХХ) двигуна з різними СЖ.

Один з найбільш поширених режимів роботи автомобільних двигунів в умовах експлуатації, зокрема в місті, є режим активного холостого ходу (ХХ). Згідно з цим визначалися порівняльні характеристики двигуна з карбюраторною системою і системою впорскування в швидкісних режимах активного ХХ (рис. 2 а).

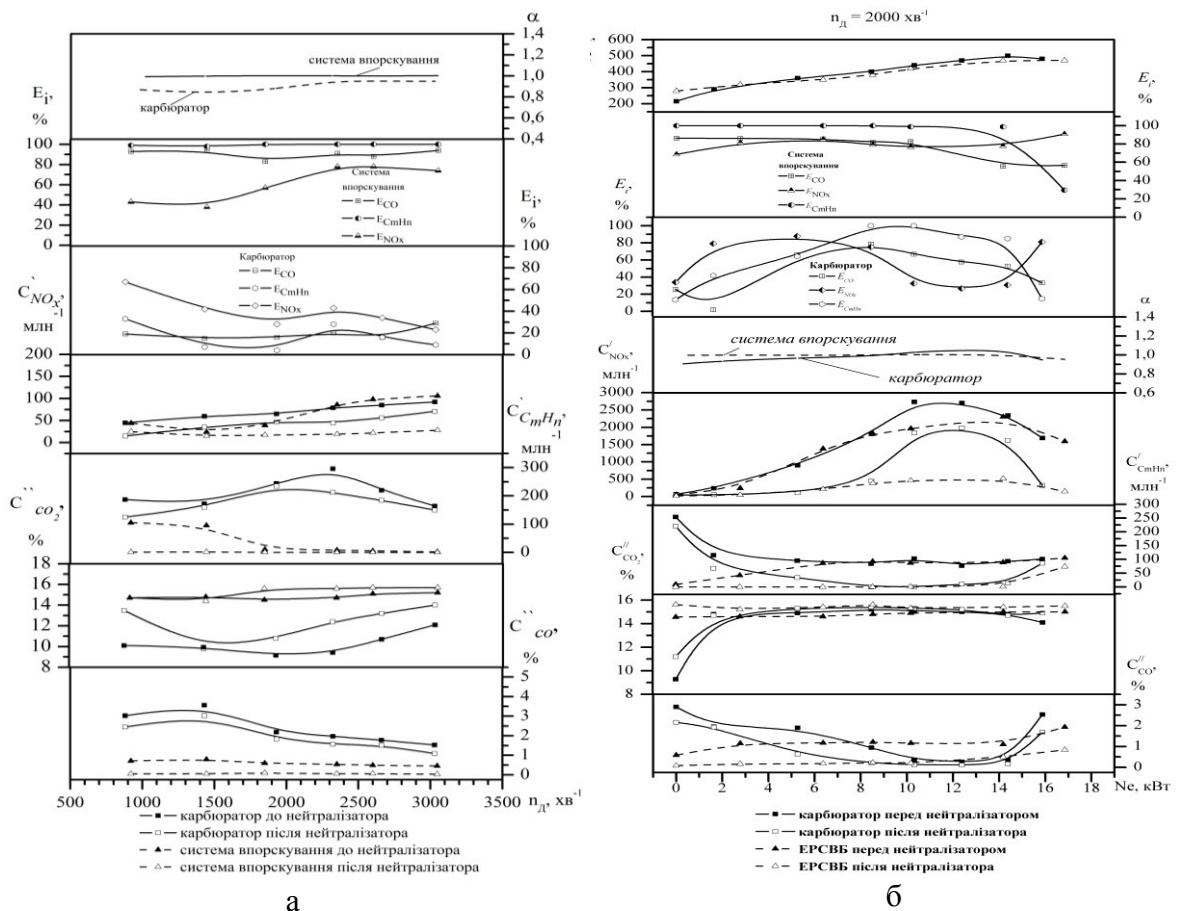


Рисунок 2 – Залежність екологічних показників двигуна 4Ч7,6/6,6 в режимах:
а – активного ХХ; б – від навантаження з різним типом СЖ

Встановлення системи впорскування забезпечує стехіометричний склад суміші ($\alpha \approx 1$) в усіх заданих режимах активного ХХ. Склад суміші при роботі двигуна з штатним карбюратором, буде залежати від характеристик дозуючого пристрою систем, які безпосередньо визначаються швидкісним режимом двигуна. У режимі мінімальної частоти обертання двигуна паливовітряна суміш (ППС) має збагачений склад ($\alpha = 0,91$). При збільшенні частоти обертання, коли спрацьовує перехідна та головна дозуюча системи, коефіцієнт надлишку повітря змінюється в межах $\alpha = 0,83 \dots 0,95$.

Робота двигуна з карбюраторною СЖ на збагаченій ППС характеризується підвищеними концентраціями CO , C_{mH_n} у ВГ при відборі проб до ТКН в порівнянні з

цими показниками при застосуванні системи впорскування. Концентрації NO_x в режимах ХХ незначні і різниця для різних СЖ близька до точності заміру цієї речовини. У режимах ХХ визначено ефективність нейтралізації ЗР ТКН за роботи двигуна з карбюраторною СЖ і після заміни її системою впорскування бензину (рис. 2 а). Оцінку ефективності роботи нейтралізатора здійснювали за коефіцієнтом ефективності (ступенем перетворення або нейтралізації E_i). У кожній точці характеристик забір газу у випускній системі двигуна для вимірювання концентрацій ЗР здійснювався перед і після ТКН для обох СЖ.

Як видно з рис. 2 а, система впорскування забезпечує ефективну нейтралізацію CO , C_mH_n у межах 88...100% в усьому швидкісному режимі. Ефективність нейтралізації NO_x при частотах обертання 2350...3050 xv^{-1} знаходиться в межах 73...78%, і лише при низьких частотах ефективність нейтралізації NO_x знижується до 43,2 %, що пояснюється зниженням температури ВГ ($t_{\theta 2}$), які надходять в ТКН. Ефективність нейтралізації ЗР при карбюраторній СЖ по всім складовим значно нижча за винятком нейтралізації NO_x за низьких частот обертання, що можна пояснити більш високими температурами ВГ ($t_{\theta 2}$) перед нейтралізатором.

Так як в умовах експлуатації основними змінними параметрами є частота обертання та навантаження двигуна і разом з тим може змінюватись склад суміші та температура ВГ екологічні показники та ефективність роботи ТКН оцінювали в навантажувальних режимах двигуна. Для прикладу на рис. 2 б показана навантажувальна характеристика ($n_d = 2000 xv^{-1}$) двигуна 4Ч7,6/6,6 з різними СЖ.

Як видно з рис. 2 б, в режимах малих навантажень і ХХ мають місце підвищені концентрації продуктів неповного згоряння (CO , C_mH_n) в порівнянні з системою впорскування. В діапазоні середніх навантажень і близьких до повного при карбюраторній СЖ концентрації NO_x також вищі, що пояснюється збідненням ППС. Температура ВГ ($t_{\theta 2}$) вища в тих навантаженнях, де ППС більш бідна з тією чи іншою системою. В області найбільш ефективного згоряння ($\alpha = 1,03...1,05$), де концентрації CO і C_mH_n мінімальні, концентрація NO_x найбільша, що пояснюється високими температурами процесу згоряння і достатньою кількістю кисню для протікання термічних реакцій утворення NO_x . У зоні збагачення суміші ($\alpha = 0,95-0,94$) концентрації NO_x трохи нижчі, хоча температура згоряння максимальна. Це є наслідком недостатньої кількості кисню. В режимах ХХ NO_x практично відсутні. Отже, різна зміна складу суміші з тією чи іншою системою відображатиметься на концентраціях і-ої ЗР на виході з ТКН. Як видно з рис. 2 б, в режимах ХХ ефективність нейтралізації CO і C_mH_n , знаходиться в межах 86...100 % для системи впорскування, а з карбюраторною СЖ 13...25% відповідно.

В навантажувальних режимах до збагачення ППС, нейтралізація CO і C_mH_n при використанні системи впорскування становить 79...100%, з карбюраторною СЖ відповідно 45...78%. При повному навантаженні відбувається збагачення ППС ($\alpha = 0,95-0,94$), нейтралізація ЗР для обох систем знижується. Ефективність нейтралізації NO_x в усьому діапазоні навантажувальної характеристики підвищується від 69% до 91% з системою впорскування, що пояснюється зростанням температури ВГ ($t_{\theta 2}$). До того ж робота двигуна з карбюраторною СЖ забезпечує меншу ефективність нейтралізації NO_x (34...81%), що пояснюється відхиленням складу суміші від стехіометричного [8].

В режимі ПХХ тривалість експлуатації автомобілів складає 35%, крім того, двигун в режимі ПХХ не виконує транспортної роботи, споживаючи в середньому 9...12% палива [9]. Вплив типу СЖ на екологічні показники двигуна в режимі ПХХ показано на рис. 3.

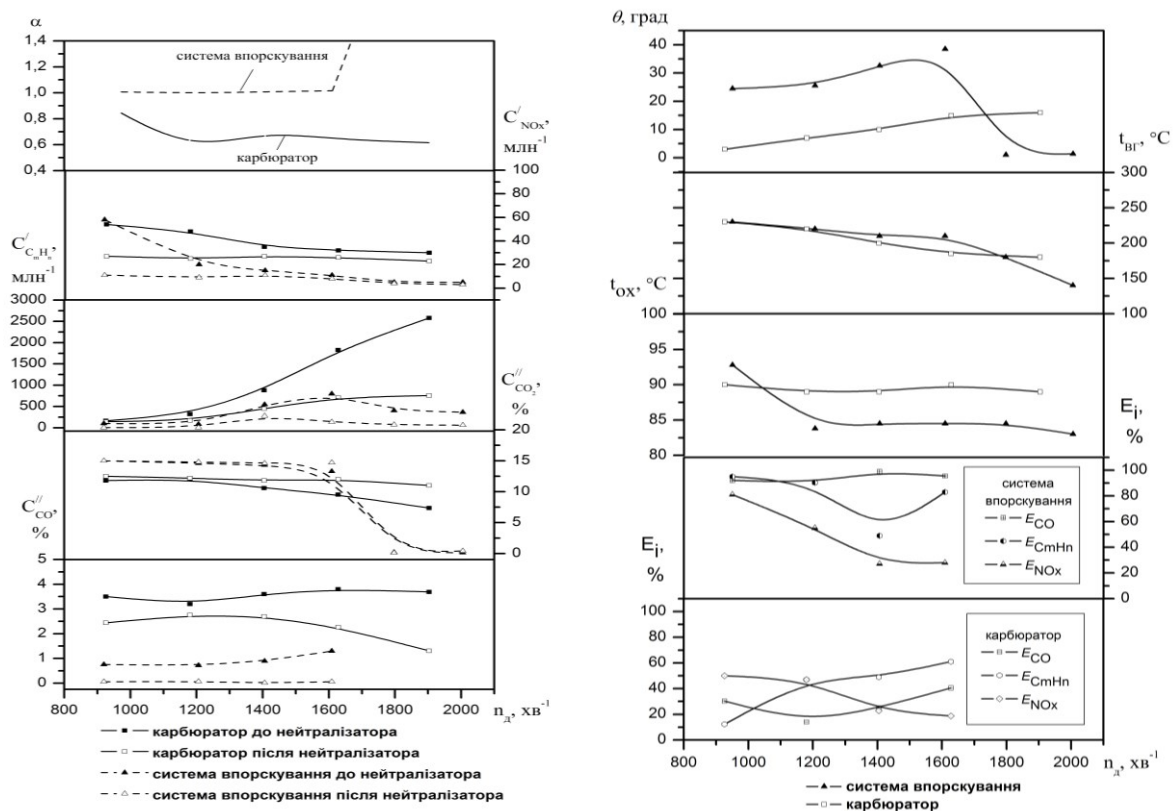


Рисунок 3 – Характеристики ПХХ двигуна 4C7,6/6,6 з різним типом СЖ: екологічні показники

У дослідженнях використовувався штатний карбюратор, у конструкції якого відсутні системи, які припиняють паливopoдачу або керують процесом сумішоутворення в режимах ПХХ, що необхідно для отримання ідентичних даних при порівнянні з даною системою впорскування, яка використовується для заміни карбюраторної системи. Тому з отриманих характеристик ПХХ можна визначити вплив карбюраторної СЖ на викиди ЗР, при відмовах або відсутності таких систем і пристроїв, що найчастіше зустрічається в умовах експлуатації автомобілів з такими системами. Як і очікувалося, концентрації ЗР найменші при роботі двигуна із системою впорскування. Це також підтверджується зростанням концентрацій CO_2 , через доокислення CO і C_mH_n в ТКН. В режимі гальмування двигуном система впорскування, зокрема при нульовій паливopoдачі, зменшує кут випередження запалювання θ для зменшення C_mH_n у ВГ. В режимі нульової паливopoдачі за роботи двигуна з системою впорскування CO у ВГ відсутні, поступово знижуються викиди NO_x , а джерелом C_mH_n в цьому режимі може бути моторна олива або випари бензину з паливної плівки у впускному колекторі, яка утворилася від попередніх робочих циклів двигуна. В режимі ПХХ, а саме в діапазоні частот обертання двигуна $n_d = 926...1600$ $хв^{-1}$ з карбюратором із збагаченим складом суміші $\alpha=0,91...0,61$, підвищуються концентрації продуктів неповного згоряння палива CO (в 3,8 рази) і C_mH_n (в 2,2 рази) перед ТКН в порівнянні з показниками системи впорскування. Концентрації NO_x в режимі ПХХ незначні і різниця для досліджуваних СЖ близька до точності заміру цієї речовини.

З характеристики ПХХ (рис. 3) видно, що використання системи впорскування підвищує ефективність роботи ТКН в цих режимах. В діапазоні частот обертання

$n_d=926...1600 \text{ хв}^{-1}$ ефективність нейтралізації CO і C_mH_n з системою впорскування в середньому складає 94,2...80%, а з карбюраторною СЖ відповідно 28...42,3%.

Нейтралізація NO_x при зниженні частоти обертання колінчастого вала двигуна з системою впорскування підвищується в межах 27...81%, через зростання температури ВГ. При тих же умовах нейтралізація NO_x менша (19...50 %) за роботи двигуна з карбюраторною СЖ, що пояснюється значним збагаченням складу суміші [10]. Показники нейтралізації для обох СЖ визначені до частоти обертання $n_d=1600 \text{ хв}^{-1}$ через те, що за цієї частоти система впорскування призупиняє подачу палива в двигун на відмінно від карбюратора, в якому це не відбувається. Тому для ідентичності досліджень показників нейтралізації основних ЗР проведенні порівняння обох СЖ до швидкісного діапазону при якому відсутня подача палива.

Для оцінки рівня забруднення атмосферного повітря автомобілем в умовах наближених до реальних та визначення відповідності екологічним нормам проведені його стендові дослідження з цим же двигуном, обладнаним системою впорскування зі зворотнім зв'язком та системою нейтралізації ВГ. Експериментальні дослідження проводилися на моделюючому роликовому стенді AVL в ДП «ДержавтотрансНДІпроект» за програмою Європейського їздового циклу, згідно Правил ЄЕК ООН №83-01. Питомі масові викиди ЗР (г/км) визначалися повно-поточною системою розбавлення ВГ CVS (Constant volume system) та газоаналітичною системою MEHA-7400DEGR, фірми HORIBA (Японія) [8].

Одержані питомі масові викиди ЗР під час дослідження наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати досліджень екологічних показників автомобіля з системою впорскування в русі Європейським їздовим циклом (г/км)

Показники роботи автомобіля	Норми Євро-2, г/км	Система впорскування	
G_{CO}	2,2	<u>1,08</u>	
$G_{C_mH_n}$	$\Sigma_{C_mH_n+NO_x} = 0,5$	<u>0,21</u>	<u>0,38</u>
G_{NO_x}		<u>0,17</u>	
G_{CO_2}	-	211,52	
$G_{\Sigma CO}$	-	8,93	

З таблиці видно, що питомі масові викиди ЗР автомобіля, обладнаного сучасною системою впорскування і ТКН, за цикл, не перевищують допустимих нормованих значень i -ої ЗР, які визначають відповідність автомобіля екологічним нормам рівня «Євро-2».

Висновки. Отже, з навантажувальних характеристик ($n_d=2000 \text{ хв}^{-1}$), швидкісних характеристик активного і ПХХ бензинового двигуна 4Ч7,6/6,6 з різними СЖ видно, що найменші викиди CO , C_mH_n , NO_x утворюються при роботі двигуна з системою впорскування бензину. Ефективність нейтралізації i -ої ЗР буде вища з новою системою живлення, а експериментальні дослідження автомобіля в русі Європейським їздовим циклом продемонстрували виконання екологічних норм рівня «Євро-2».

Список літератури: 1. Уведення екологічних норм Євро-3 – Євро-6 в Україні, аналіз структури парку автомобілів за екологічними ознаками / А. М. Редзюк., В. С. Устименко., О. А. Клименко [та ін.] //Автошляховик України. –2011.–№ 4. – С. 2 – 7. 2. Первичный рынок автотранспорта с пробегом вырос в 3,5 раза [Електронний ресурс] / Ассоциация автопроизводителей Украины «Укравтопром» // – Режим доступу до статті: <http://ukrautoprom.com.ua/pervichnyj-gynok-avtotransporta-s-probegom-vyugos-v-35-raza>. - Дата звертання 25 грудня 2014. 3. Україна у цифрах у 2013 році: [під

ред. О. Г. Осауленка., від. за випуск О. Е. Остапчук]. – Київ: Державна служба статистики України, 2014. – 240 с. 4. Гунько А. В. Поліпшення паливної економічності та екологічних показників в умовах експлуатації: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.20 „Експлуатація та ремонт засобів транспорту” / А. В. Гунько. – К., 2006. – 185 с. 5. Сачков М. Раздельное питание / М. Сачков, А. Чуйкин // «За Рулем». – 2001. – № 7. – С. 36–38. 6. Мишин С. Евро шесть / С. Мишин // «За Рулем». – 2003. – №10.–С.100 – 102. 7. Кульбако В. П. Вибір середньостатистичного автомобіля при проведенні досліджень по визначенню ефективності заходів, направлених на покращення екологічної обстановки в містах // Вісник Національного транспортного університету. - К. НТУ, 2008. Випуск 17. – с. 103-108. 8. Ю.Ф. Гутаревич Поліпшення показників легкових автомобілів з карбюраторними двигунами в умовах експлуатації / Ю. Ф. Гутаревич, В. В. Славін // «Вісник СевНТУ». – 2013. – № 142. – С. 36 – 40. 9. Ерохов В. И. Экономичная эксплуатация автомобиля / В. И. Ерохов – М.: ДОСААФ, 1986. – 128 с. 10. Славін В. В. Дослідження показників бензинового двигуна з різними системами живлення в режимі примусового холостого ходу / В.В. Славін // «Автошляховик України». – 2013. – № 2 (232), С. 6 – 10.

Bibliography (transliterated): 1. Uvedennya ekolohichnykh norm Yevro-3 – Yevro-6 v Ukraini, analiz struktury parku avtomobiliv za ekolohichnymy oznakamy / A. M. Redzyuk., V. S. Ustyomenko., O. A. Klymenko [ta in.] .Avtoshlyakhovyk Ukrainy. –2011.–No 4. – P. 2 – 7. 2. Pervichnyj rynek avtotransporta s probegom vyros v 3,5 raza [Elektronnij resurs] / Asociacija avtoproizvoditelej Ukrainy «Ukravtoprom» . – Rezhym dostupu do statii: <http://ukrautoprom.com.ua/pervichnyj-rynek-avtotransporta-s-probegom-vyros-v-35-raza>. – Data zvertannya 25 hrudnya 2014. 3. Ukraina u tsyfrakh u 2013 rotsi: [pid red. O. H. Osauleuka., vid. za vypusk O. E. Ostapchuk]. – Kyiv: Derzhavna sluzhba statystyky Ukrainy, 2014. – 240 p. 4. Hun'ko A.V. Polipshennya palyvnoyi ekonomichnosti ta ekolohichnykh pokaznykiv v umovakh ekspluatatsiyi: dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk : spets. 05.22.20 „Ekspluatatsiya ta remont zasobiv transportu” / A.V. Hun'ko. – Kiev, 2006. – 185 p. 5. Sachkov M. Razdel'noe pitanie / M. Sachkov, A. Chujkin . «Za Rulem». – 2001. – No 7. – P. 36–38. 6. Mishin S. Evro shest' / S. Mishin . «Za Rulem». – 2003. –No10.–S.100 – 102 7. Kul'bako V. P. Vybir seredn'ostatystychnoho avtomobilya pry provedenni doslidzhen' po vyznachennyu efektyvnosti zakhodiv, napravlenykh na pokrashchennya ekolohichnoyi obstanovky v mistakh . Visnyk Natsional'noho transportnoho universytetu. – Kiev. NTU, 2008. Vypusk 17. – p. 103-108. 8. Y.F. Hutarevych Polipshennya pokaznykiv lehkovykh avtomobiliv z karbyuratornymy dvyhunamy v umovakh ekspluatatsiyi / Y. F. Hutarevych, V.V. Slavin . «Visnyk SevNTU». – 2013. – No 142. – P. 36 – 40. 9. Erohov V. I. Jekonomichnaja jekspluatacija avtomobilja / V.I. Erohov – Moscow: DOSAAF, 1986. – 128 p. 10. Slavin V.V. Doslidzhennya pokaznykiv benzynovoho dvyhuna z riznymy systemamy zhyvlennya v rezhymi prymusovoho kholostoho khodu / V. V. Slavin . «Avtoshlyakhovyk Ukrainy». – 2013. – No 2 (232), P. 6 – 10.

Надійшла (received) 27.02.15

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518

І. В. ГРИЦУК, канд. техн. наук, докторант ХНАДУ, Харків**ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ ТРАНСПОРТНОГО ДВИГУНА ЗА ДОПОМОГОЮ НАКОПИЧУВАЧА МОТОРНОЇ ОЛИВИ З ТЕПЛОВИМ АКУМУЛЯТОРОМ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДУ**

У статті описані результати теплової підготовки оливи транспортного двигуна за допомогою накопичувача моторної оливи з тепловим акумулятором фазового переходу у складі комплексної системи комбінованого прогріву. Отримані результати дозволяють повною мірою урахувати умови експлуатації для здійснення довготривалого зберігання теплової енергії не працюючого двигуна транспортного засобу в різних кліматичних умовах експлуатації і формування ефективного складу комплексної системи комбінованого прогріву.

Ключові слова: транспортний засіб, експлуатація, зберігання теплової енергії, накопичувач моторної оливи з тепловим акумулятором, фазовий перехід, комплексна система комбінованого прогріву.

Вступ. Умови експлуатації транспортних засобів (ТЗ) і енергетичних установок (ЕУ) з двигунами внутрішнього згорання (ДВЗ) в холодну пору року висувають високі вимоги до довговічності транспортних засобів і енергетичних установок, до якості експлуатаційних матеріалів і технологічного устаткування, що забезпечує передпускову підготовку. Особливо актуальна ця проблема для двигунів ТЗ і ЕУ, які повинні забезпечувати надійний пуск відповідальної техніки та на які приходить основна частина відмов, особливо в зимовий час. Тому підвищення пускових якостей двигунів ТЗ і ЕУ та створення ефективних способів та засобів передпускової і післяпускової теплової підготовки охолоджуючої рідини (ОР) в системі охолодження (СОД) і моторної оливи (МО) в системі мащення (СМ), являє собою актуальне й багатопланове завдання. Іншим актуальним завданням, пов'язаним з низькотемпературною експлуатацією, є комплексний прогрів і зниження пускових зносів деталей двигунів ТЗ і ЕУ.

Аналіз останніх досліджень. При здійсненні пуску і прогріву холодного двигуна штатний масляний насос не забезпечує необхідного тиску в масляній магістралі, сполучення двигуна працюють у режимі граничного тертя, що призводить до значної інтенсифікації їх зношування, а також не забезпечується ефективний передпусковий прогрів найбільш відповідальних елементів циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна [2, 3]. Вирішенням проблеми передпускового і післяпускового прогріву двигуна може бути досягнуто застосуванням комплексної системи комбінованого прогріву (КСКП) у складі різних типів підігрівачів [1], в тому числі теплових акумуляторів (ТА) з теплоакумуючим матеріалом (ТАМ) з фазовим переходом [2, 3].

Комплексна система комбінованого прогріву (КСКП) двигуна ТЗ і ЕУ складається з підсистем: прискореного прогріву (СППД), утилізації теплової енергії ВГ тепловим акумулятором (ТА) фазового переходу (СУТТА), контактного теплового акумулятора (КТА), накопичувача моторної оливи з тепловим акумулятором (НМОТА) фазового переходу. КСКП конструктивно входить, як складова частина, до систем охолодження (СОД) і мащення (СМ) двигуна та виконує частину їх функцій, а також здійснює визначальний вплив на протікання робочого процесу двигуна [4, 3], а саме забезпечує передпусковий і післяпусковий прогрів ОР в СОД і МО в СМ двигуна до температури, при якій можливо здійснювати навантаження двигуна, а потім до робочої температури та довготерміново підтримує їх у межах, обумовлених робочим

© І.В. Грицук, 2015

процесом та конструкцією ДВЗ. Підсистеми КСКП двигуна, а саме СППД, СУТТА і КТА входять, як складові елементи, в СОД, а СППД, СУТТА, КТА і НМОТА - в СМ двигуна. Всі перераховані підсистеми можуть працювати спільно у складі та за алгоритмом роботи КСКП, або окремо одна від одної з виконанням властивих їм функцій [1]. НМОТА виконує функції теплонакопичування при зливанні МО з СМ в теплоізольовану ємність [5]. Важливим питанням при розробці і формуванні КСКП для ТЗ і ЕУ є визначення параметрів складових елементів системи і оцінка їх ефективності в процесі конструювання і випробувань, як для всієї системи, так і для її складових.

Умови роботи двигунів у період пуску-прогріву значно відрізняються від умов роботи на номінальних навантажувальних і швидкісних режимах і впливають на довговічність і безвідмовність основних деталей. Особливо це актуально при експлуатації двигуна в умовах низьких температур, коли відбувається значне збільшення в'язкості оливи, зниження ефективності роботи масляного насоса й фільтруючих елементів [5, 6]. У таких умовах час подачі мастильного матеріалу до вузлів тертя зростає в кілька разів. Вивченню закономірностей передпускового прогріву моторної оливи і зносів у пусковий період в умовах низькотемпературних пусків присвячені роботи багатьох учених: Р.І.Альмеєва, А.А. Гурєєва, Д.П. Великанова, О.С. Денисова, В. А. Долецького, Ю.М. Копилова, Р.В. Кугеля, Г.С. Лосавіо, Д.М. Левіна, Ю.В. Микуліна, Р. Нейдлі, А.Н. Покровського, Н.Н. Пономарьова, С.Ф. Рубінштейна, Г.В. Рутенбурга, Е.Г. Семенидо, Н.В. Семенова, М.С. Смирнова, Л.А. Сорокіна, Г.І. Суранова, А.І. Туркевича, Е.А. Чудакова, Б.А. Енгліна тощо [6, 8 - 11].

Питання підвищення показників теплового стану двигунів шляхом забезпечення оптимальних теплових параметрів мастильного процесу в підшипниках колінчастого валу на режимі пуску у складі КСКП з тепловими акумуляторами в літературних джерелах представлені не достатньо і тому потребують поглибленого розгляду.

Існує ряд методик конструювання ТА з фазовим переходом [1], однак, вони не можуть повною мірою врахувати всіх особливостей конструкції НМОТА, тому була розроблена спеціальна методика визначення робочих параметрів НМОТА фазового переходу. Розроблений автором програмний комплекс [1, 7] дає можливість проводити проектування і дослідження НМОТА двигуна ТЗ і ЕУ у складі КСКП.

Постановка задачі. Мета статті – визначення особливостей теплової підготовки моторної оливи транспортного двигуна, оснащеного комплексною системою комбінованого прогріву, у складі накопичувача моторної оливи з тепловим акумулятором фазового переходу. Отримані результати є ефективною основою для проектування систем прогріву двигунів з НМОТА фазового переходу, а також коригування їх параметрів в процесі експериментальних досліджень і оптимізації елементів конструкції КСКП.

Основний матеріал. Для забезпечення ефективної передпускової теплової підготовки МО з СМ транспортного двигуна в умовах низьких температур розроблено НМОТА, який включає в себе ТА фазового переходу, теплонакопичувач й елементи керування. НМОТА призначений для забезпечення ефективного зберігання теплової енергії двигуна в процесі міжзмінного зберігання ТЗ або ЕУ до визначеної температури, що експлуатується в умовах низьких температур оточуючого середовища (ОС) T_{OC} . Конструкція НМОТА являє собою кілька секцій-контейнерів з теплоакумуючим матеріалом на основі суміші високомолекулярних вуглеводнів $C_{18}-C_{35}$ – парафіну, що закріплені на поверхні ємності для накопичення МО з СМ, зверху закритих багатошаровим теплоізоляційним чохлам.

Динаміка зміни температури $T_{НМОТА}$ в залежності від часу зберігання МО двигуна з НМОТА у складі КСКП при $T_{OC}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ показана на рис. 1. Експериментальний зразок НМОТА для зберігання теплоти МО в СМ двигуна 8Ч 9,2/8 був досліджений на транспортному засобі ГАЗ-66-11 у складі комплексної системи комбінованого прогріву. Експериментальні дослідження розробленої конструкції підтвердили її ефективність.



Рисунок 1 – Динаміка зміни температури ТАМ в НМОТА у складі КСКП двигуна ТЗ і ЕУ за цикл роботи (розрядки-зберігання теплоти) при $T_{OC}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Для проведення теоретичного дослідження була використана розроблена автором методика [1, 7], за допомогою якої був проведений розрахунок параметрів і виготовлений експериментальний зразок НМОТА для зберігання теплових параметрів двигуна 8Ч 9,2/8.

Порівняння часу підтримання (зберігання) теплоти МО в СМ двигуна $T_{MO} \geq 50^{\circ}\text{C}$ за допомогою НМОТА при різних температурах $T_{OC}=20$ (0 / -20) $^{\circ}\text{C}$ у складі КСКП показані на рис. 2 і 3. Аналіз отриманих результатів показав наступні результати. При довготривалому зберіганні теплового стану МО з СМ в межах $T_{MO} \geq 50^{\circ}\text{C}$ при непрацюючому двигуні без КСКП, тобто зі штатною системою (ШС) СМ, час підтримання температур в ДВЗ склав 100 (60/30) хв. для МО при відповідній $T_{OC}=20$ (0/ -20) $^{\circ}\text{C}$ (на рис. 2 і на рис. 3: 1) – МО в СМ для ШС). Аналіз параметрів роботи окремих підсистем КСПП, а саме ТА фазового переходу СППД і НМОТА, показав, що використання ТА фазового переходу СППД з власними елементами (на рис. 2: 2) МО в СМ за допомогою ТА фазового переходу СППД) забезпечує покращення показників підтримання (зберігання) теплоти $T_{MO} \geq 50^{\circ}\text{C}$ за часом на 620 (540/480) хв. або на 620 (900/1600)% відповідно. Для підтримання $T_{MO} \geq 50^{\circ}\text{C}$ двигуна з використанням накопичувача моторної оливи з тепловим акумулятором фазового переходу (НМОТА) (на рис. 2: 3) МО в СМ за допомогою НМОТА) покращуються показники теплової підготовки для МО - на 860 (780/590) хв. або на 860 (1300/1970)% відповідно. Для підтримання $T_{MO} \geq 50^{\circ}\text{C}$ двигуна з використанням попередньо прогрітого теплового акумулятора НМОТА в межах $T_{НМОТА} \approx 85^{\circ}\text{C}$ (на рис. 2: 4) МО в СМ за допомогою НМОТА ($T_{НМОТА} \approx 85^{\circ}\text{C}$)) покращуються показники теплової підготовки для МО - на 1590 (1418/1330) хв. або на 1590 (2363/44303)% відповідно.

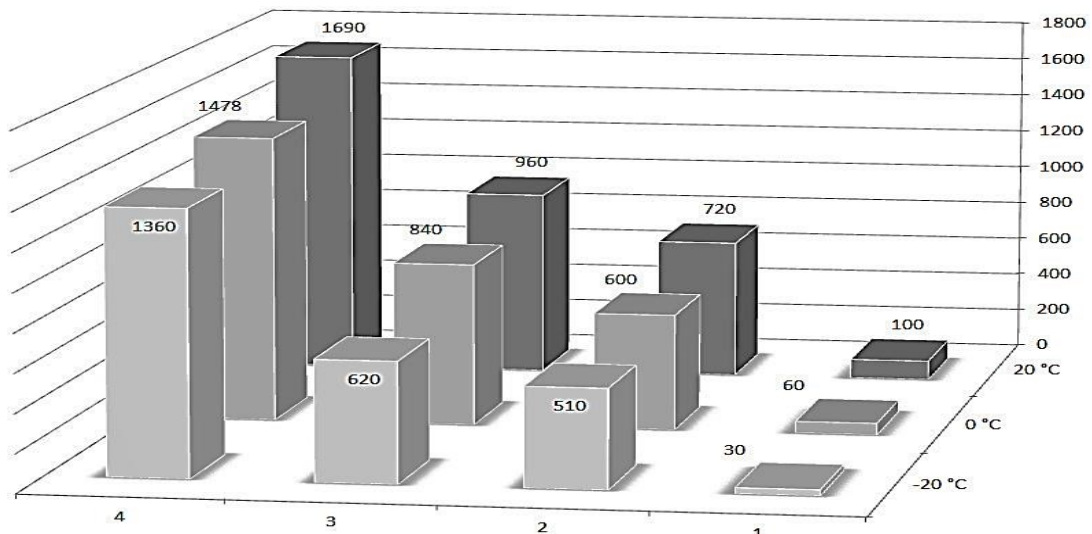


Рисунок 2 – Результати підтримання $T_{MO} \geq 50^\circ\text{C}$ двигуна 8Ч 9,2/8 в міжзмінний період за допомогою НМОТА у складі КСПП за часом теплової підготовки МО в СМ (хв.)

Крім цього, для довготривалого підтримання (зберігання) теплоти МО в СМ двигуна $T_{MO} \geq 50^\circ\text{C}$ за допомогою НМОТА при різних температурах $T_{OC}=20$ (0 / -20) $^\circ\text{C}$ у складі КСКП доцільно використовувати поєднання її підсистем (рис. 3), а саме ТА + НМОТА, ТА + НМОТА ($T_{НМОТА} \approx 85^\circ\text{C}$), ТА + КТА + НМОТА, ТА + КТА + НМОТА ($T_{НМОТА} \approx 85^\circ\text{C}$). Використання поєднання підсистем ТА + НМОТА (на рис. 3: 2) МО в СМ за допомогою ТА + НМОТА) при не працюючому двигуні забезпечує покращення показників підтримання (зберігання) теплоти $T_{MO} \geq 50^\circ\text{C}$ за часом на 1600 (1400/1100) хв. або на 2000 (3500/3670)% відповідно. Для підтриманні $T_{MO} \geq 50^\circ\text{C}$ двигуна з використанням попередньо прогрітого теплового акумулятора НМОТА в межах $T_{НМОТА} \approx 85^\circ\text{C}$ і поєднання підсистем ТА + НМОТА ($T_{НМОТА} \approx 85^\circ\text{C}$) покращуються показники теплової підготовки для МО (на рис. 3: 3) МО в СМ за допомогою ТА + НМОТА ($T_{НМОТА} \approx 85^\circ\text{C}$) - на 2310 (2018/1840) хв. або на 1590 (3363/6133)% відповідно. Для підтримання $T_{MO} \geq 50^\circ\text{C}$ двигуна з використанням поєднання підсистем ТА + КТА + НМОТА покращуються показники теплової підготовки для МО (на рис. 3: 4) МО в СМ за допомогою ТА + КТА + НМОТА) - на 1600 (1400/1100) хв. або на 2000 (3500/3670)% відповідно. Для підтримання $T_{MO} \geq 50^\circ\text{C}$ двигуна з використанням попередньо прогрітого теплового акумулятора НМОТА в межах $T_{НМОТА} \approx 85^\circ\text{C}$ і поєднання підсистем ТА + КТА + НМОТА ($T_{НМОТА} \approx 85^\circ\text{C}$) покращуються показники теплової підготовки для МО (на рис. 3: 5) МО в СМ за допомогою ТА + КТА + НМОТА ($T_{НМОТА} \approx 85^\circ\text{C}$) - на 2310 (2018/1840) хв. або на 1590 (3363/6133)% відповідно. Отримані результати пояснюються наступним. При використанні НМОТА, для збереження теплової енергії МО для СМ, використання КТА для збереження теплової енергії МО в картері і СМ двигуна не потрібно, КТА в даному варіанті діє тільки на ОР в СОД. Попередній прогрів теплового акумулятора НМОТА в межах $T_{НМОТА} \approx 85^\circ\text{C}$ забезпечує покращення показників збереження МО з СМ суттєво, тому що не відбуваються втрати теплової енергії МО для прогріву ТАМ НМОТА, що підтверджується положеннями, які викладені в [4].

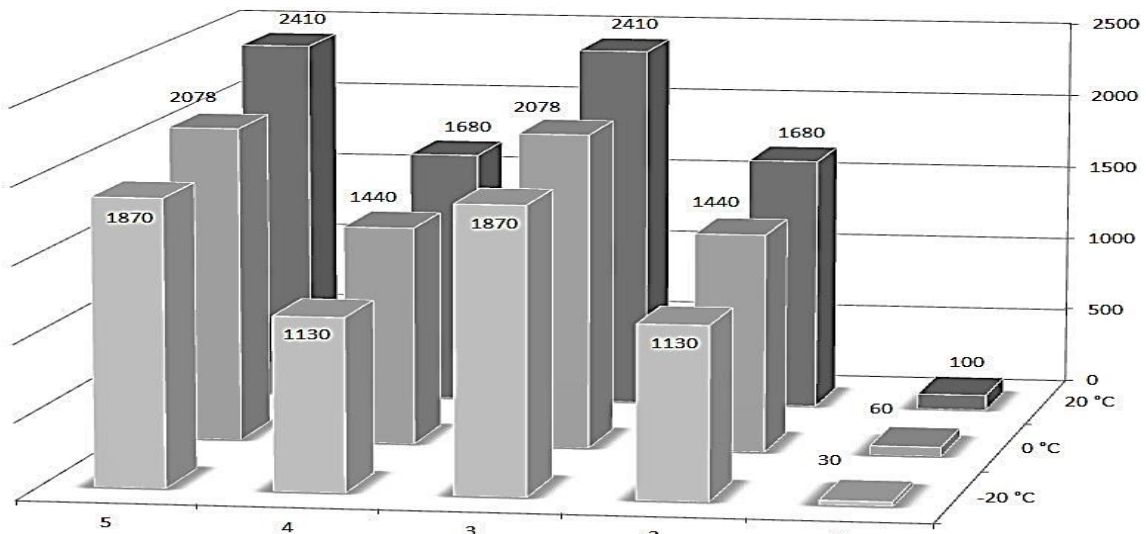


Рисунок 3 – Результати підтримання $T_{MO} \geq 50^{\circ}\text{C}$ двигуна 8Ч 9,2/8 в міжзмінний період за допомогою КСКП у складі НМОТА і КТА за часом теплової підготовки МО в СМ (хв.)

Важливим при цьому є те, що при здійсненні підтримання $T_{MO} \approx 50^{\circ}\text{C}$ в міжзмінний період експлуатації двигун ТЗ або ЕУ не працює, паливо не використовується, викиді відсутні, підтримання теплової енергії МО здійснюється КСКП тільки за рахунок накопиченої в ТА фазового переходу СППД, НМОТА, ТА + НМОТА, ТА + НМОТА ($T_{НМОТА} \approx 85^{\circ}\text{C}$), ТА + КТА + НМОТА, ТА + КТА + НМОТА ($T_{НМОТА} \approx 85^{\circ}\text{C}$) теплової енергії.

Висновок. Отримані результати підтверджують доцільність розробки і використання накопичувача моторної оливи з тепловим акумулятором фазового переходу у складі комплексної системи комбінованого прогріву для зберігання теплової енергії моторної оливи двигуна транспортного засобу або енергетичної установки в міжзмінний період. Попередній прогрів теплового акумулятора накопичувача моторної оливи до робочої температури двигуна забезпечує суттєве покращення показників теплової підготовки його при здійсненні міжзмінного зберігання техніки в умовах низьких температур. Отримані результати є ефективною основою для проектування систем прогріву двигунів з накопичувачем моторної оливи з тепловим акумулятором фазового переходу, а також коригування його параметрів в процесі виконання досліджень і оптимізації елементів конструкції.

Список літератури: 1. Грицук І. В. Системний підхід до проектування і дослідження комплексних систем комбінованого прогріву ДВЗ / І. В. Грицук // Збірн. наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ – Донецьк: ДонІЗТ, 2012 – №30, с. 106-117. 2. Schatz D. Latentwärmespeicher für Kaltstartverbesserung von Kraftfahrzeugen/ D. Schatz // Brennst.-Warme-Kraft, 1991. №6. – р.333-340. 3. Шульгин В. В. Тепловые аккумуляторы автотранспортных средств / В. В. Шульгин / СПб.: Издательство Политехн. ун-та, 2005. – 268 с. 4. Вашуркин И. О. Тепловая подготовка и пуск ДВС мобильных транспортных и строительных машин зимой / И. О. Вашуркин // Тюмень, ТюмГНГУ, 2001. – 145с. 5. Авдонькин Ф. Н. Оптимизация изменения технического состояния автомобиля / Ф. Н. Авдонькин // М.: Транспорт, 1993. – 350 с. 6. Денисов А. С. Повышение долговечности подшипников коленчатого вала использованием предпусковой смазки /

А. С. Денисов, Р. И. Альмеев // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2011. – № 2 (56), Выпуск 2. – с. 34–37. **7. Гришук І. В.** Особливості математичного моделювання параметрів роботи теплонакопичувача керованої передпускової системи мащення двигуна внутрішнього згорання у складі системи комбінованого прогріву / *І. В. Гришук, А. М. Гуцин, Д. С. Адров, В. С. Вербовський, З. І. Краснокутська* // Збірник наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ. - Донецьк: ДонІЗТ, 2013 – Випуск №36., с.156-161. **8. Альмеев Р. И.** Анализ устройств для предпусковой смазки деталей ДВС / *Р. И. Альмеев* // Проблемы транспорта и транспортного строительства: межвуз. науч. сб. – Саратов: СГТУ, 2008. - С. 125-132. **9. Лосавио Г. С.** Эксплуатация автомобилей при низких температурах / *Г. С. Лосавио* / М.: Транспорт, 1973. – 117 с. **10. Семёнов Н. В.** Эксплуатация автомобилей в условиях низких температур / *Н. В. Семёнов* / М.: Транспорт, 1993. - 190 с. **11. Сердечный В. Н.** Тепловая подготовка лесотранспортных машин при безгаражном содержании / *В. Н. Сердечный* / М.: Лесная промышленность, 1974. – 124с.

Bibliography (transliterated): **1. Gritsuk I. V.** "Sy'stemny`j pidxid do proektuvannya i doslidzhennya kompleksny`x sy'stem kombinovanogo progrivu DVZ". Zbirn. nauk. prac` DonIZTUK rDAZT – Donecz`k: DonIZT, 2012 – No30. 106-117. Print. **2. Schatz D.** "Latentwarmespeicher fur Kaltstartverbesserung von Kraftfahrzeugen". Brennst.-Warme-Kraft, 1991. No6.333-340. Print. **3. Shul'gin V. V.** Teplovyje akkumuljatory avtotransportnyh sredstv SPb.: Izdatel'stvo Politehn. un-ta, 2005. 268. **4. Vashurkin I. O.** Teplovaja podgotovka i pusk DVS mobil'nyh transportnyh i stroitel'nyh mashin zimoj. Tjumen', TjumGNGU, 2001. 145. **5. Avdon'kin F. N.** Optimizacija izmenenija tehničeskogo sostojanija avtomobilja. Moscow: Transport, 1993. 350. **6. Denisov A. S., Al'meev R. I.** "Povyshenie dolgovechnosti podshipnikov kolenchatogo vala ispol'zovaniem predpuskovojsmazki". Vestnik Saratovskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta. 2011. – No 2 (56). 34–37. Print. **7. Gritsuk I. V., Gushhy`n A. M., Adrov D. S., Verbovs`ky`j V. S., Krasnokuts`ka Z. I.** "Osobly`vosti matematy`chnogo modelyuvannya parametriv roboty` teplonakopy`chuvacha kerovanoyi peredpuskovoyi sy'stemy` mashhennya dvy`guna vnutrishn`ogo zgorannya u sklad sy'stemy` kombinovanogo progrivu "Zbirny`k nauk. prac` DonIZTUKrDAZT. – Donecz`k: DonIZT, 2013 – No36.156-161. Print. **8. Al'meev R. I.** "Analiz ustrojstv dlja predpuskovojsmazki detalej DVS". Problemy transporta i transportnogo stroitel'stva: mezhvuz. nauch. sb. – Saratov: SGTU, 2008. 125-132. Print. **9. Losavio G. S.** Jekspluatacija avtomobilej pri nizkih temperaturah. Moscow: Transport, 1973. 117. **10. Semjonov N. V.** Jekspluatacija avtomobilej v uslovijah nizkih temperatur. Moscow: Transport, 1993. 190. **11. Serdechnyj V. N.** Teplovaja podgotovka lesotransportnyh mashin pri bezgarazhnom sodержanii. Moscow: Lesnaja promyshlennost', 1974. 124.

Надійшла (received) 20.01.2015

УДК 629.3.014

Ан. В. БАЖИНОВ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харків

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПОТРЕБНОСТИ В ЗАПАСНЫХ ЧАСТЯХ ДЛЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Предложен метод оценки потребности запасных частей в системе технического обслуживания транспортных машин в работе, который позволяет рационально разработать номенклатуру и методы расчета номенклатуры запасных частей, а также прогнозирование потребности их на заданный период времени по скорости изнашивания, основанных на учете физических характеристик, показывающих влияние на расход запасных частей конструктивных, технологических и эксплуатационных показателей.

Ключевые слова: автомобиль, метод, запасные части, система, техническое обслуживание.

Введение. В процессе эксплуатации работоспособность агрегатов транспортных машин, утраченную в результате сопряжений, восстанавливают последовательной заменой новыми деталями или восстановленными. Именно запасные части являются одновременно и базой, и инструментом резервирования надежных транспортных машин из-за непрочности деталей, сопряжений силовых агрегатов. Оптимальное значение показателей работоспособности транспортных машин существенно зависит от своевременной доставки и наличия запасных частей необходимого наименования.

Анализ последних достижений и публикаций. При оценке потребности в запасных частях применяются различные методы: аналитические (расчетные), расчетно-статистические и экспериментальные [1, 2, 3]. Для обоснования выбора того или иного метода и нахождения оптимальной номенклатуры запасных частей необходимо использовать соответствующие закономерности и количественные значения, что является необходимым условием целенаправленного управления показателями расчета в потребности запасных частей для силовых агрегатов транспортных машин.

Основной причиной вывода из строя большинства деталей (примерно 90%) является износ, поэтому потребность в запасных частях должна устанавливаться по величине скорости изнашивания сопряжений силовых агрегатов.

Цель и постановка задачи. Цель настоящей работы рационально разработать номенклатуру и методы и методы расчета номенклатуры запасных частей, а также прогнозирование потребности их на заданный период времени по скорости изнашивания, основанных на учете физических характеристик, показывающих влияние на расход запасных частей конструктивных, технологических и эксплуатационных показателей.

Энергетический метод оценки потребности в запасных частях. В зависимости от сложности внешних условий эксплуатации транспортных машин потребность в запасных частях устанавливается для тех категорий условий эксплуатации, потребность в которых выявлена. Поэтому для формирования потребной номенклатуры запасных частей следует использовать показатели изменения ресурса сопряжений в магистральном и городском циклах с различной степенью загрузки.

Эти показатели характеризуют изменение потребности в запасных частях в зависимости от погрузочно-скоростного режима работы транспортной машины. Однако число факторов, влияющих на расход запасных частей для транспортных машин, весьма велико. Поэтому в основу формирования номенклатуры запасных частей положен расчетно-статистический метод.

© Ан.В. Бажинов, 2015

Оценка потребности в запасных частях производится посредством анализа работы транспортной машины по условиям эксплуатации, что позволяет определить влияние особенностей работы силовых агрегатов в конкретных условиях на изменение потребности в запасных частях конкретного наименования.

Предусматривается также применение опытно-экспериментального метода в тех случаях, когда на автотранспортном предприятии эксплуатируется небольшое количество автомобилей данной модели и расчетно-статистический метод не может быть применен из-за отсутствия фактических данных о потребности в запасных частях.

Предлагаемый аналитический метод оценки потребности в запасных частях принципиально отличается тем, что математическая модель оценки потребности в запасных частях базируется на скорости изнашивания сопряженных силовых агрегатов, учитывающая энергетические затраты на выполнение транспортной работы, индивидуальные особенности и техническое состояние конкретной транспортной машины.

Методика построена с учетом разработанной в ХНАДУ [1] классификации условий работы автомобилей, в которой внешние условия оцениваются средней скоростью движения, расходом топлива, объемом перевозимого груза и другими факторами. Важным преимуществом разработанной методики является возможность индивидуального нормирования расхода запасных частей по транспортной машине с помощью вычислительной техники по фактическим энергетическим затратам.

В результате исследований [2] следует, что потребность в запасных частях эквивалентна количеству израсходованного двигателем топлива, которое характеризует энергозатраты по выполненной транспортной работе. Потребность в запасных частях определенного наименования можно определить по уравнению:

$$N_3 = \frac{0,01H_{\text{л}} \cdot l_{\text{cc}} (1,045 - 0,003 \cdot t_{\text{в}}) n_3 \cdot D_{\text{рп}} \cdot \alpha_{\text{т}}}{Q_{\text{с}} \cdot K_{\text{р}}}, \quad (1)$$

где $H_{\text{л}}$ – линейная норма расхода топлива, л/100 км;
 l_{cc} – среднесуточный пробег автомобиля, км;
 $t_{\text{в}}$ – температура окружающего воздуха, °С;
 n_3 – количество деталей одного наименования, устанавливаемых на автомобиле.
 $K_{\text{р}}$ – коэффициент учета расхода ресурса сопряжений;
 $D_{\text{рп}}$ – дни работы предприятия в году, дни;
 $\alpha_{\text{т}}$ – коэффициент технической готовности;
 $Q_{\text{с}}$ – суммарный расход топлива эквивалентный ресурсу деталей (запасных частей), л.

Потребность в запасных частях для транспортных машин основывается на нагрузочно-скоростном режиме работы в заданных условиях. В этой связи среднее эффективное значение определяется при минимальном значении удельного расхода топлива ($g_{\text{е}} = g_{\text{е min}}$), а скорость движения автомобиля принята равной крейсерской, то есть $V_{\text{а}} = 0,75 \cdot V_{\text{max}}$. Эти условия отвечают наибольшему ресурсу деталей, узлов и агрегатов. Учитывая сказанное выше, суммарный расход топлива за весь период эксплуатации детали, узла, агрегата составит:

$$Q_{\text{с}} = \frac{A \cdot L_{\text{H}} \cdot V_{\text{max}}^2 \cdot q_{\text{е max}}}{V_{\text{h}} \cdot \eta_{\text{мп}}} \cdot (0,011 \cdot G_{\text{II}} + 0,003 \cdot kF \cdot V_{\text{max}}^2), \quad (2)$$

где A – постоянный коэффициент для данного автомобиля;
 $V_{\max}$ – наибольшая скорость движения автомобиля, км/ч;
 V_h – объем двигателя, л;
 $q_{\min}$ – наименьший удельный расход топлива, гкВт-ч;
 $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии;
 $G_{\text{п}}$ – вес порожнего автомобиля, н;
 kF – фактор обтекаемости автомобиля, н·м².

Одним из трудных вопросов является регулярная подготовка достоверных данных об оценке потребностей в запасных частях для транспортных машин. Поэтому проблема оптимального управления потребностью в запасных частях тесна связана с созданием автоматизированного комплекса задач по накоплению и аналитической обработке статистических данных о фактической потребности, поставках и расходе запасных частей на всех уровнях правления. Отсутствие полной, достоверной, правильно отражающей действительное положение информации об объеме, номенклатуре и местах хранения запасных частей ведет, как правило, к накоплению сверхнормативных остатков и лишает возможности поставщиков правильно оценивать потребности в запасных частях, снижая простой транспортных машин в ремонте. Для определения потребности в запасных частях целесообразно дополнительно рассчитывать показатели активности их использования (спроса). Комплексный показатель активности запасных частей A_k^t , состоящий из коэффициента активности поставок (q) и спроса (s) какой-либо запасной части в t -м ретроспективном интервале эксплуатации транспортных машин, рассчитывается по формулам:

$$A^t(q)_k = \sum_{i=1}^k \gamma^t(q)_i \cdot M^t(q)_{ik}, \quad (3)$$

$$A^t(s)_k = \sum_{i=1}^k \gamma^t(s)_i \cdot M^t(s)_{ik}, \quad (4)$$

где $M^t(q)_{ik}, M^t(s)_{ik}$ – приоритет k -го агрегата, системы по i -й детали соответственно процессам поставок и расхода;

$\gamma^t(q)_i, \gamma^t(s)_i$ – коэффициенты относительной значимости i -й детали характеристики поставок и расхода.

Анализ показал, что процессы поставок и расхода запасных частей достаточно описывать такими характеристиками: объем (q, s), частота (n_q, n_s), средневзвешенный интервал ($\overline{U_q}, \overline{U_s}$). Чем больше объем и частота поставок (спроса) запасных частей, тем выше ее приоритет относительно других деталей, так как она активнее используется при обслуживании и ремонте транспортных машин; для $\overline{U_q}$ и $\overline{U_s}$ – обратная зависимость.

Коэффициент активности использования k -й детали в t -й ретроспективном интервале эксплуатации транспортной машины (декада, месяц, квартал) равен сумме коэффициентов активности поставок и расхода:

$$A_k^t = A^t(q)_k + A^t(s)_k. \quad (5)$$

Комплексный коэффициент активности использования k -го агрегата, системы в ретроспективном периоде имеет вид:

$$Ak = \sum_t A_k^t. \quad (6)$$

Необходимым условием обоснованной оценки уровня использования запасных частей транспортными предприятиями и принятия решения по оперативному обоснованию потребности в пределах СТО или АТП является оценка интенсивного использования номенклатуры запасных частей транспортных машин.

Выводы. 1. Процессы поставок и расхода запасных частей достаточно описывать такими характеристиками как объем, частота и средневзвешенный интервал.

2. При определении потребности в запасных частях целесообразно дополнительно учитывать показатели активности их использования.

Список литературы: 1. Кухтов В.Г. Долговечность деталей шасси колесных тракторов / В.Г. Кухтов. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 292 с. 2. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта / Н.Я. Говорущенко. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – 292 с. 3. Бажинов А.В. Долговечность легкового автомобиля / А.В. Бажинов, Е.А. Серикова, А.М. Быков. – Харьков: Мачулин, 2012. – 178 с. 4. Лукинский В. С. Логистика автомобильного транспорта / В. С. Лукинский, В. И. Бережной, Е. В. Бережная, и др. – М.: Финансы и статистика, 2000. – 324 с. 5. Бажинов А. В. Прогнозирование потребности в запасных частях к транспортным машинам. монография. – Харьков: ХНАДУ, 2012. – 128с. 6. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков: ХНАДУ, 1998. – 468 с. 7. Туревский И.С. Техническое обслуживание автомобилей: Книга 1. Техническое обслуживание и текущий ремонт автомобилей / И.С. Туревский. – М.: ИД «ФОРУМ»:, ИНФРА-М, 2007. – 432 с. 8. Малкин В.С. Основы эксплуатации и ремонта автомобилей / В.С. Малкин, Ю.С. Бугаков. – Ростов н/Д: Феникс, 2007. – 431с. 9. Яговкин А.И. Организация и управление производством технического обслуживания и ремонта автотранспортных средств / А.И. Яговкин, Б.С. Клейнер, В.А. Новоселов. – Красноярск: Изд-во Красноярский Университет, 1989. – 288с. 10. Авдонькин Ф.Н. Планирование затрат на запасные части / Ф.Н. Авдонькин, А.И. Малышев. – В сб.: Повышение эффективности использования автомобильного транспорта. – Саратов, 1983. – С.3-11.

Bibliography (transliterated): 1. Kuhtov V. G. Dolgovechnost' detalej shassi kolesnyh traktorov. Kharkov: HNADU, 2004. Print. 2. Govorushhenko N. Ja. Sistemotekhnika avtomobil'nogo transporta. Kharkov: HNADU, 2011. Print. 3. Bazhinov A. V., A. M. Serikova. Dolgovechnost' legkovogo avtomobilja. Kharkov: Machulin, 2012. Print. 4. Lukinskij V. S., et al. Logistika avtomobil'nogo transporta. Moscow: Finansy i statistika, 2000. Print. 5. Bazhinov A. V., A. M. Serikova. Prognozirovanie potrebnosti v zapasnyh chastjah k transportnym mashinam. Monografija. Kharkov: HNADU, 2012. Print. 6. Govorushhenko N. Ja., A.N. Turenko. Dolgovechnost' legkovogo avtomobilja. Kharkov: HNADU, 1998. Print. 7. Turevskij I.S. Tehnicheskoe obsluzhivanie i tekushhij remont avtomobilej. Vol.1. Moscow: ID «FORUM»: INFRA-M, 2007. Print. 8. Malkin V. S. Osnovy jekspluatacii i remonta avtomobilej. Rostov-on-Don: Feniks, 2007. Print. 9. Jagovkin A.I., B. S. Klejner, V. A. Novoselov. Organizacija i upravlenie proizvodstvom tehničeskogo obsluzhivanija i remonta avtotransportnyh sredstv. Krasnojarsk: Izd-vo Krasnojarskij Universitet, 1989. Print. 10. Avdon'kin F. N., A. I. Malyshev. "Planirovanie zatrat na zapasnye chasti." Povyshenie jeffektivnosti ispol'zovanija avtomobil'nogo transporta. Saratov: Nauk. dumka, 1983. 3–11. Print.

Поступила (received) 30.01.2015

УДК 629.34.012

В. А. СІВАК, канд. техн. наук, доц., докторант НАДПСУ ім. Б. Хмельницького, Хмельницький

ВИЗНАЧЕННЯ ШЛЯХІВ УДОСКОНАЛЕННЯ ІСНУЮЧОЇ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ, ЗА РАХУНОК РОЗРОБКИ КОНЦЕПТУАЛЬНИХ ПІДХОДІВ ЇХ БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ В УМОВАХ ОХОРОНИ ДЕРЖАВНОГО КОРДОНУ

У даній статті проведено визначення та стисле обґрунтування шляхів удосконалення існуючої системи експлуатації транспортних засобів прикордонних підрозділів та органів охорони державного кордону, яке пропонується здійснити за рахунок розробки концептуальних підходів їх безпечної експлуатації в ході виконання оперативно-службових завдань з охорони державного кордону. Крім того, запропоновано послідовність впровадження даних концептуальних підходів з урахуванням складових елементів безпечної експлуатації прикордонних транспортних засобів.

Ключові слова: транспортні засоби, безпека експлуатації, концептуальні підходи, охорона державного кордону.

Вступ. Відповідно до вимог нормативних документів, підрозділи та органи Державної прикордонної служби України (ДПСУ) виконують різноманітні оперативно-службові завдання (ОСЗ) з охорони державного кордону України, в ході здійснення яких залучається достатня кількість штатних сучасних транспортних засобів (ТЗ), наявність останніх забезпечує оперативність та мобільність несення прикордонної служби [1].

Разом з тим, в сучасних економічних умовах та в процесі використання даних ТЗ за призначенням актуальною постає проблематика з удосконалення їх технічної експлуатації за рахунок економічної і безпечної експлуатації, що до цих пір на жаль концептуально не обґрунтовано [2].

Аналіз останніх досліджень і літератури. Дослідження процесу забезпечення належного рівня безпеки експлуатації ТЗ шляхом концептуального обґрунтування та опису здійснювалось в наукових працях таких відомих вчених, як Мороз С.М., Шаша І.К. та інших [3–4]. Однак існує необхідність чіткого визначення та адаптації даних концептуальних підходів в умовах виконання оперативно-службових завдань саме підрозділами та органами охорони державного кордону (ООДК).

Метою даної статті є визначення та стисле обґрунтування шляхів удосконалення існуючої системи технічної експлуатації ТЗ за рахунок запропонованих концептуальних підходів їх безпечної експлуатації в умовах виконання ОСЗ з охорони державного кордону.

Матеріали досліджень. Аналіз тенденції оновлення складу парку ТЗ ДПСУ тільки протягом останніх 5 років свідчить про позитивний аспект, де 45-50% від загальної кількості ТЗ складають сучасні, економічні та високопрохідні автомобілі, основними з яких є ТЗ таких марок, як УАЗ-3163 «Патріот», ВАЗ-2123 «Chevrolet-Niva», «LAND ROVER Defender» [5].

Різнорічність даних транспортних засобів за типами та конструкцією в свою чергу тягне за собою певні особливості їх технічної експлуатації, особливо з урахуванням специфічних умов виконання оперативно-службових завдань з охорони Державного кордону України. Крім того, в процесі експлуатації ТЗ на кордоні актуальною постає проблема у забезпеченні належного рівня їх експлуатаційної безпеки.

Існуюча система експлуатації ТЗ – представляє собою сукупність спільно

© В.А. Сівак, 2015

діючих об'єктів та складних технічних систем, а також середовища, в якому вони діють, що призначена для самостійного (незалежного) виконання певних оперативно-службових, службово-бойових або інших завдань з охорони державного кордону України.

В свою чергу, технічна експлуатація ТЗ в ДПСУ організується у відповідності з оперативно-службовими завданнями, планами професійної (спеціальної) підготовки, завданням центрального органу управління (Адміністрації ДПСУ), річними нормами експлуатації, міжремонтними термінами роботи зразків ТЗ, тощо [6].

Разом з тим, використання ТЗ в підрозділах та органах ДПСУ має свої характерні, так би мовити відомчі умови, які представлені на рис.1:

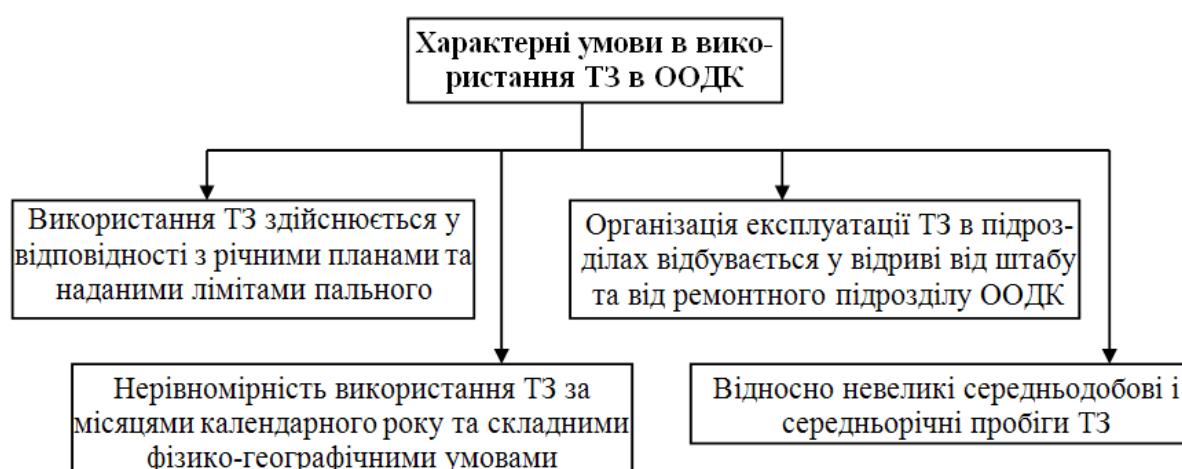


Рисунок 1 – Характерні умови використання ТЗ в підрозділах та ООДК.

Крім того, проведений автором аналіз процесу використання ТЗ ООДК за призначенням дозволяє визначити низку факторів, які суттєво впливають на безпеку експлуатації транспортних засобів під час виконання прикордонними підрозділами різноманітних ОСЗ. Основні з них умовно можна поділити на чотири групи:

1. Природно-кліматичні.
2. Оперативно-психологічні.
3. Конструкційні.
4. Експлуатаційні.

Їх сутність та ступінь впливу на технічний стан і безпеку експлуатації ТЗ підрозділів та ООДК детально проаналізовано в матеріалах [7], проте ступінь їх впливу спонукає до пошуку шляхів вирішення проблеми оптимізації між обсягами організаційних та технічних заходів із підтримання бойової готовності ТЗ на різних режимах їх технічної експлуатації в процесі охорони державного кордону (рис.2):



Рисунок 2 – Режими технічної експлуатації ТЗ в процесі охорони державного кордону.

Проте на сучасному етапі функціонування системи технічної експлуатації ТЗ в підрозділах та ООДК було виявлено та досліджено цілий ряд проблемних питань, які створювали незручності, а гірше всього впливали на якість технічного обслуговування, відновлення та використання ТЗ за призначенням. Крім того, запроваджена ще на теренах СРСР планово-попереджувальна система технічного обслуговування та ремонту із переходом силових відомств на початку 90-х років минулого століття на рейки ринкової економіки себе не виправдала та часто навіть давала значні збої.

Один з варіантів удосконалення системи технічної експлуатації та системи авто-технічного забезпечення (АТЗ) розглядався провідними науковцями управління інженерного та технічного забезпечення АДПСУ в матеріалах [8], сутність якого полягав у введенні системи самостійного керування ТЗ та закріплення їх за посадовими особами підрозділів та ООДК, крім того планувалось широке залучення цивільних станцій технічного обслуговування та авторемонтних підприємств на договірній основі для проведення ремонтних і профілактико-відновлювальних робіт на ТЗ. Загальний виклад блок-схеми удосконаленої системи АТЗ представлено на рис.3.

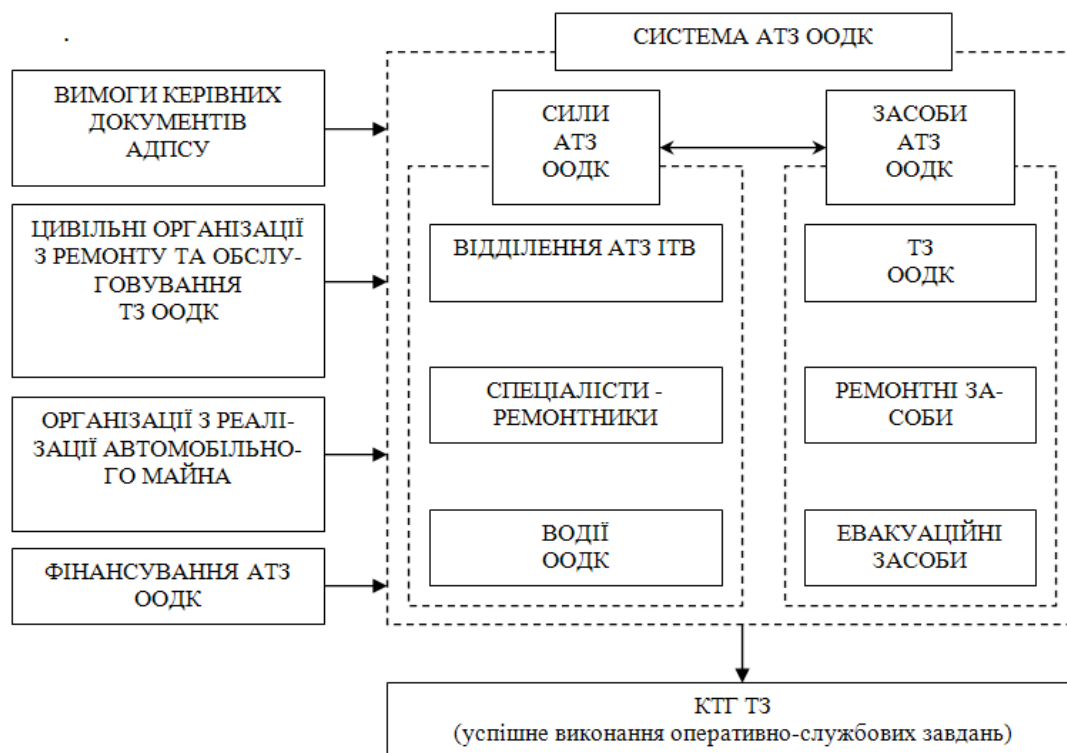


Рисунок 3 – Блок-схема загального вигляду удосконалення системи АТЗ ООДК

Певний час дана система досить успішно функціонувала у період 2007-2009 роки, поки ТЗ, які надходили на оснащення підрозділів та ООДК знаходились на гарантійному періоді експлуатації. Після чого, а також із урахуванням катастрофічного браку коштів на підтримання ТЗ у справному та працездатному стані, під якого прийшов на період 2010-2014 роки, досить болючим стало питання пошуку інших альтернативних варіантів удосконалення існуючої системи технічної експлуатації та разом з тим забезпечення належного рівня її експлуатаційної безпеки.

Проведений автором аналіз існуючих методів забезпечення безпеки експлуатації ТЗ, які детально висвітлені в роботах [9-10] та можливості їх використання в умовах виконання ОСЗ з охорони державного кордону виявив необхідність розробки науково-методологічного інструментарію, з урахуванням існуючих наукових положень та

впровадження його в процес організації та управління технічною експлуатацією ТЗ підрозділів та ООДК з урахуванням аспектів експлуатаційної безпеки.

Розглянемо та визначимо можливі шляхи удосконалення системи технічної експлуатації ТЗ та їх доречне використання для специфіки оперативно-службової діяльності підрозділів та ООДК.

1. Аналізуючи забутий досвід експлуатації ТЗ в прикордонних військах КДБ СРСР розглянемо перший із шляхів удосконалення системи технічної експлуатації ТЗ, який ґрунтувався на наступних принципах:

- реалізації аспектів планово-попереджувальної системи технічного обслуговування та ремонту ТЗ на місцях;
- заміна застарілих та непридатних для використання зразків ТЗ упродовж перших п'яти років використання;
- встановлення міжремонтного ресурсу за пробігом та безлімітне використання паливо-мастильних матеріалів.

Безумовно, враховуючи вище зазначені у даній статті причини економічного стану в Україні та складність конструкції сучасних ТЗ нового покоління інжекторного типу, з наявними бортовими комп'ютерами і системами АБС – реалізація даного варіанту представляється не доречним в першу чергу з економічної точки зору.

2. Впровадження адаптивної системи технічного обслуговування та ремонту, тобто за станом, вбачається як один із найбільш ймовірних варіантів реалізації, проте і дана система має свої особливості, а саме:

- межі ресурсу між профілактичними та відновлювальними роботами визначаються після процедури технічного діагностування певних механізмів та систем ТЗ, в тому числі тих, які відповідають за безпеку руху;
- вибіркове проведення операцій з технічного обслуговування та ремонту ТЗ, при не значних відмовах вузлів та агрегатів;
- необхідне своєчасне та якісне технічне обслуговування із залученням висококваліфікованих фахівців-ремонтників;
- наявність уміння молодшого технічного персоналу вимірювати безперервно або періодично контролюємі (діагностичні параметри) ТЗ;
- для якісного проведення технологічного процесу профілактичних та відновлювальних робіт необхідно мати сучасне, якісне та сертифіковане контрольно-діагностичне обладнання та технологічне устаткування.

Відповідно, складність, значні витратні аспекти, а також відсутність в підрозділах АТЗ інженерно-технічних відділів ООДК висококваліфікованих фахівців-ремонтників (на тлі оптимізації існуючої організаційно-штатної структури протягом останніх 3-5 років), на жаль не дозволяють у повному обсязі використати даний варіант. Хоча окремі його елементи, для технічного обслуговування та відновлення ТЗ штабів регіональних управлінь та адміністрації ДПСУ досить успішно функціонують і на теперішній час.

3. Одним із варіантів удосконалення існуючої системи технічної експлуатації ТЗ підрозділів та ООДК автором пропонується шлях розробки та впровадження концептуальних підходів безпечної експлуатації ТЗ в умовах охорони державного кордону. Дані підходи мають ґрунтуватись на наступних принципах:

- до технічного стану ТЗ повинні висуватись вимоги за критеріями безпеки їх експлуатації і тільки за тими показниками, які погіршуються в процесі експлуатації в умовах виконання ОСЗ з охорони державного кордону;
- технічна експлуатація ТЗ підрозділів та ООДК на усіх режимах, має здійснюватись за основними критеріями безпеки експлуатації;
- проведення обов'язкового експрес-діагностування ТЗ перед виходом для виконання ОСЗ з охорони державного кордону з метою дотримання необхідного рівня безпечної експлуатації;

– використання для контролю технічного стану ТЗ, за критеріями безпеки, розроблених та запропонованих автором спеціальних програм з експрес-діагностики, які будуть доступними для використання навіть не кваліфікованими молодшими фахівцями прикордонних підрозділів, що розташовуються і діють у відриві від ООДК;

– дотримання водіями безпечних режимів водіння ТЗ з урахуванням специфіки рельєфу місцевості та максимальної ергономічності в системі «водій-автомобіль-дорога»;

– періодичний контроль відповідності ТЗ вимогам, встановленим нормативними документами в кількісній формі, пропонується виконувати переважно інструментальними методами із використанням засобів виміру або засобів технічного діагностування;

– результати контролю експлуатаційної безпеки ТЗ підрозділів та ООДК мають підлягати обліку, аналізу та внесення в базу даних, незалежно від їх характеру і умов їх виконання.

Крім того вирішення проблеми безпеки експлуатації вбачається в ході запровадження комплексу організаційно-технічних заходів, направлених з одного боку на управління технічним станом ТЗ та їх технічним використанням, з другого на пошук оптимального співвідношення між обсягом профілактичних та відновлювальних робіт, особливо тих, які пов'язані із забезпеченням належного рівня експлуатаційної безпеки.

Послідовність запровадження підходів до складових елементів технічної експлуатації ТЗ підрозділів та ООДК через призму безпечної експлуатації пропонується наступним чином (рис.4):

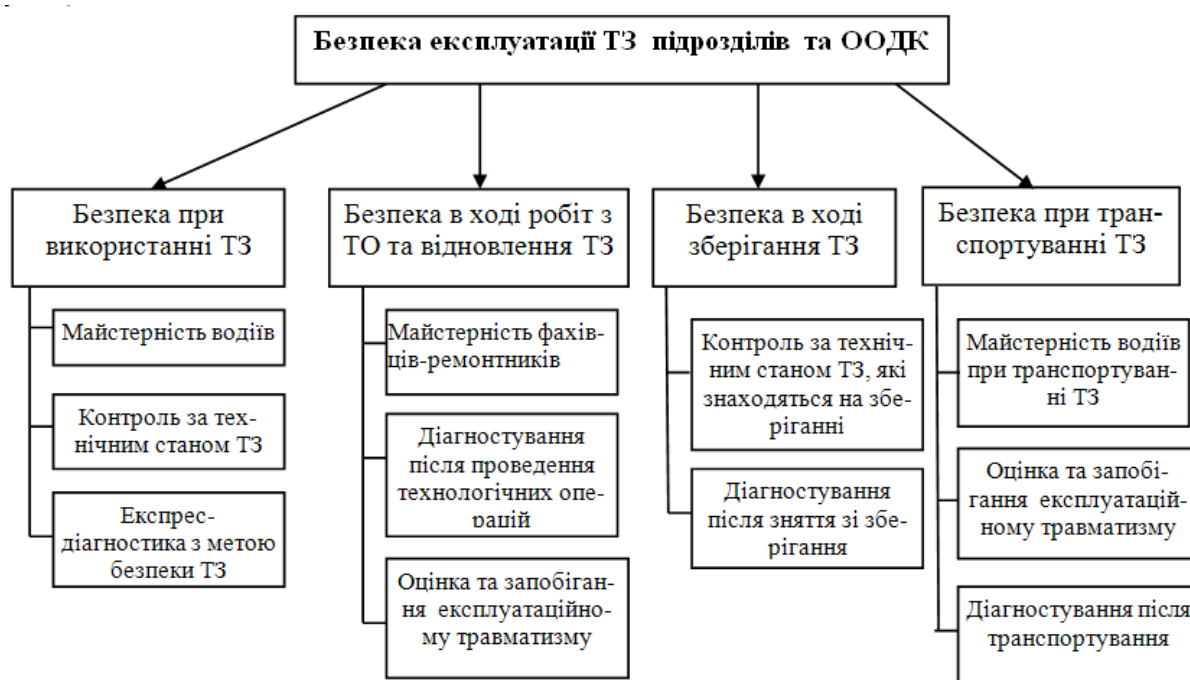


Рисунок 4 – Блок-схема послідовності запровадження концептуальних підходів до складових елементів безпечної експлуатації ТЗ підрозділів та ООДК

Висновки. Таким чином, визначені та стисло обґрунтовані у даній статті шляхи з удосконалення існуючої системи технічної експлуатації ТЗ дозволять у подальших дослідженнях здійснити вибір найбільш раціональних з них та здійснити на їх базі розробку Концепції забезпечення безпечної експлуатації ТЗ в умовах охорони державного кордону.

Список літератури: 1. Закон України «Про Державну прикордонну службу України» (Відомості Верховної Ради, 2003, № 27, ст. 208) (Із змінами, внесеними згідно із Законом № 965IV (96515) від 19.06.2003, ВВР, 2003, №45, ст.357). 2. Сівак В. А. Аналіз чинників концептуальних основ технічної політики Держприкордонслужби України / В. І. Кривий, В. А. Сівак, Д. А. Купрієнко// Збірник наукових праць. № 52. серія: Військові та технічні науки/НАДПСУ ім.. Б.Хмельницького. - Хмельницький: Видавництво НАДПСУ, 2010.- С.81-84 3. Мороз С.М. Обеспечение эксплуатационной безопасности автотранспортных средств. - М.: Автополис Плюс, 2005. - 231 с. 4. Шаша І. К. Основні положення концепції забезпечення безпеки дорожнього руху в Україні / І. К. Шаша// Автомобильный транспорт. Сб. научных трудов. - Харьков: ХНАДУ. - 2004. Выпуск 15. - С. 78 - 82. 5. Кривий В.І. Тези доповіді «Стан та перспективи технічного переоснащення органів охорони державного кордону України» IV Всеукраїнська науково-практична конференція - Хмельницький. НАДПСУ, 2013. 6. Наставление по танко- и автотехническому обеспечению войск КГБ СССР : Приказ Комитета Госбезопасности СССР от 17 сентября 1980 года №175. - М. : КГБ СССР, 1980. - 57 с. 7. Сівак В. А. Фактори які впливають на безпеку експлуатації транспортних засобів органів охорони державного кордону в різних умовах оперативно-службової діяльності/ В. А. Сівак, О. Й. Мацько//Труди академії. № 65. Серія військові та технічні науки: Київ. - Видавництво НУОУ, 2013.- С.183-186. 8. Кривий В.І. Рекомендації з удосконалення системи автотехнічного забезпечення оперативно-службових дій органу охорони державного кордону в повсякденних умовах/ В. І. Кривий// Збірник наукових праць. № 46, ч.ІІ - Хмельницький: Видавництво НАДПСУ, 2008.- С.71-72. 9. Ройтман Б.А., Суворов Ю.Б., Суковичин В.І. Безопасность автомобиля в эксплуатации. - М.: Транспорт, 1987. - 207 с. 10. Мороз С.М. Обеспечение эксплуатационной безопасности автотранспортных средств. - М.: Автополис Плюс, 2005. - 231 с.

Bibliography (transliterated): 1. Zakon Ukraïni «Pro Derzhavnu prikordonnu sluzhbu Ukraïni» (Vidomosti Verhovnoï Radi, 2003, No 27, st. 208) (Iz zminami, vnesenimi zgidno iz Zakonom No 965IV (96515) vid 19.06.2003, VVR, 2003, No45, st.357). 2. Sivak V.A. Analiz chinnikov konceptual'nih osnov tehnicnoï politiki Derzhprikordonsluzhbi Ukraïni / V. I. Krivij, V. A. Sivak, D. A. Kuprienko. Zbirnik naukovih prac'. No 52. serija: Vijs'kovi ta tehnicni nauki/NADPSU im.. B.Hmel'nic'kogo. - Hmel'nic'kij: Vidavnictvo NADPSU, 2010. - P.81-84 3. Moroz S.M. Obespechenie jekspluatacionnoj bezopasnosti avtotransportnyh sredstv. - Moscow: Avtopolis Pljus, 2005. - 231 p. 4. Shasha I. K. Osnovni polozhennja koncepcij zabezpechennja bezpeki dorozhn'ogo ruhu v Ukraïni / I. K. Shasha. Avtomobil'nyj transport. Sb. nauchnyh trudov. - Kharkov: HNADU. - 2004. Vypusk 15. - P. 78 - 82. 5. Krivij V.I. Tezi dopovidi «Stan ta perspektivi tehnicnogo pereosnashennja organiv ohoroni derzhavnogo kordonu Ukraïni» IV Vseukraïns'ka naukovopraktichna konferencija - Hmel'nic'kij. NADPSU, 2013. 6. Nastavlenie po tanko- i avto-tehnicheskomu obespečeniju vojsk KGB SSSR : Prikaz Komiteta Gosbezopasnosti SSSR ot 17 sentjabrja 1980 goda No175. - Moscow: KGB SSSR, 1980. - 57 p. 7. Sivak V. A. Faktori jaki vplivajut' na bezpeku ekspluatacij transportnih zasobiv organiv ohoroni derzhavnogo kordonu v riznih umovah operativno-sluzhbovoï dijal'nosti/ V. A. Sivak, O. J. Mac'ko. Trudi akademii. No 65. Serija vijs'kovi ta tehnicni nauki: Kiev. - Vidavnictvo NUOU, 2013. - P.183-186. 8. Krivij V.I. Rekomendacij z udoskonalennja sistemi avtotehnicnogo zabezpechennja operativno-sluzhbovih dij organu ohoroni derzhavnogo kordonu v povsjakdennih umovah/ V. I. Krivij. Zbirnik naukovih prac'. No 46, ch.II - Hmel'nic'kij: Vidavnictvo NADPSU, 2008. - P.71-72. 9. Rojzman B.A., Suvorov Ju.B., Sukovicin V.I. Bezopasnost' avtomobilja v jekspluatacij. - M.: Transport, 1987. - 207 p. 10. Moroz S.M. Obespechenie jekspluatacionnoj bezopasnosti avtotransportnyh sredstv. - Moscow: Avtopolis Pljus, 2005. - 231 p.

Надійшла (received) 20.01.2015

УДК 629.083

В. І. ПАВЛЮК, канд. техн. наук, доц. Луцький НТУ**ПИТОМІ ТРУДОМІСТКОСТІ ОБСЛУГОВУВАННЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ФІРМОВИМИ СТО**

Проаналізовано нормативи трудомісткостей технічного обслуговування і ремонту легкових автомобілів, що обслуговуються фірмовими станціями технічного обслуговування автомобілів. Розглянуті норми трудовитрат ТО і ремонту для різних модифікацій легкових автомобілів світових виробників. Використовуючи методи теорії ймовірності і математичної статистики для обробки даних, визначені орієнтовні величини питомих трудомісткостей технічного обслуговування і ремонту легкових автомобілів.

Ключові слова: питома трудомісткість, технічне обслуговування, ремонт, станція технічного обслуговування автомобілів (СТО), легковий автомобіль, випадкова величина.

Вступ. Фірмові станції технічного обслуговування автомобілів (СТО) забезпечують продаж нових автомобілів від певного виробника та надають супутні послуги сервісного обслуговування. Відповідно до потужності такої СТО, для надання послуг з передпродажної підготовки автомобілів, їх технічного обслуговування і ремонту на гарантійних умовах, передбачається певна виробничо-технічна база підприємства. Під час проектування СТО кількість робочих постів, персоналу та виробничі площі для проведення технічного обслуговування (ТО) і ремонту автомобілів визначаються величиною трудомісткостей, передбачених на ці види робіт. Постійне конструкційне удосконалення автомобілів, технологічного обладнання та організації виробничого процесу, веде до зменшення трудовитрат на ТО і ремонт сучасних транспортних засобів. Цьому ж сприяє використання фірмовими СТО сертифікованого, спеціалізованого обладнання для обслуговування, якісних оригінальних запасних частин та експлуатаційних матеріалів [1].

Аналіз основних досягнень і літератури. Для визначення об'єму робіт з технічного обслуговування та ремонту автомобілів враховують значення трудовитрат на їх виконання [1–4]. На кожен автомобіль передбачені відповідні трудовитрати на обслуговування вказані експлуатаційній документації, а у випадку відсутності даних, слід керуватися діючими нормами та вимогами [2, 3, 5, 6]. Для легкових автомобілів різних класів, відповідно до ОНТП-01-91 [3], встановлені нормативи трудомісткостей, які не повинні перевищуватися для міських та дорожніх станцій дорожнього обслуговування. В загальних трудовитратах співвідношення ТО і ремонту автомобілів становить – 1:3 [7]. У нормативах трудомісткостей, вказаних виробником, трудовитрати на чергове обслуговування нових автомобілів через певний пробіг чи період часу гарантійних зобов'язань, подані лише на технічне обслуговування, інколи на проведення рекомендованих додаткових операцій (близько 40-50% основних робіт) [7]. Аналіз нормативів питомих трудомісткостей ТО для моделей легкових автомобілів європейських виробників показав, що ці нормативи відрізняються від визначених у ОНТП-01-91 [7].

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є порівняльний аналіз трудомісткостей технічного обслуговування і ремонту легкових автомобілів фірмовими СТО, шляхом статистичної обробки нормативних даних.

Для досягнення мети потрібно, використовуючи методи математичної статистики, опрацювати масив даних питомих нормативних трудомісткостей технічного обслуговування різних класів легкових автомобілів світових виробників.

© В.І. Павлюк, 2015

Визначити закони розподілу випадкових величин їх числові характеристики (параметри).

Матеріали досліджень. Проектуючи фірмові СТО, що в основному надають послуги власникам нових легкових автомобілів на гарантійному пробігові, потрібно скористатися нормативами трудомісткостей за даними, що приводяться в технічній документації на автомобілі відповідних виробників чи загальними діючими нормативами.

Для загального аналізу опрацюванню підлягали норми питомих трудовитрат на ТО для легкових автомобілів з урахуванням приналежності їх до відповідного класу за робочим об'ємом двигуна. Так загальна кількість нормативних даних для моделей і модифікацій, становила 930, з яких 680 для модифікацій автомобілів європейських виробників та 250 – азійського виробництва.

Транспортні засоби малого і середнього класів, робочим об'ємом двигуна 1,2...1,8 і 1,8...3,5 л відповідно, комплектуються найбільшою кількістю різновидів двигунів за об'ємом. Статистичній обробці піддані вибірки нормативних значень питомих трудомісткостей на ТО легкових автомобілів цих класів. Для автомобілів малого класу вибірка становить $N_m=355$ значень в інтервалі від 0,036 до 0,273 н.год/1000км, а для автомобілів середнього класу відповідно – $N_c=490$ значень, в інтервалі від 0,040 до 0,295 н.год/1000км. Кожен з інтервалів значень розбитий на $n=10$ розрядів шириною $h=0,026$ н.год/1000км, за рекомендаціями наведеними в роботі [8]. Гістограми розподілу масиву трудовитрат технічного обслуговування автомобілів (випадкових значень) за числом їх появ m_i , у відповідному розряді питомих трудовитрат t наведена на рисунку 1.

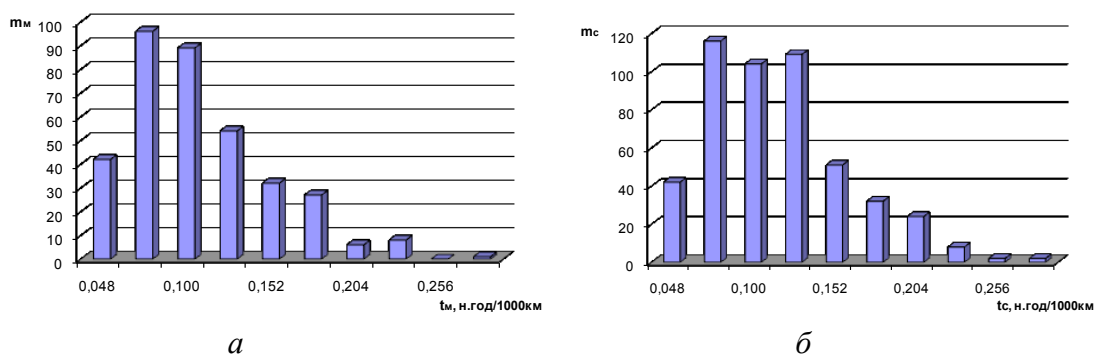


Рисунок 1 – Гістограма розподілу масиву емпіричних даних нормативних питомих трудомісткостей ТО легкових автомобілів: а – малого класу; б – середнього класу.

Математичне очікування випадкової величини a , є найбільш достовірним її значенням, яке в даному випадку може бути використане як значення середньої питомої трудомісткості на технічне обслуговування автомобілів відповідного класу, що визначається сумою добутків можливих значень випадкової величини (середнє значення розряду) – x_{cpi} на їх частоту $r_{Ni} = \frac{m_i}{N}$ [8, 9, 10]:

$$a = \sum_{i=1}^n x_{cpi} \cdot r_{Ni}, \text{ н.-год/1000км.} \quad (1)$$

Дисперсія, що характеризує розсіювання випадкової величини [8, 9, 10]:

$$D = \sum_{i=1}^n (x_{cpi} - a)^2 / n, \text{ н.-год}/1000\text{км}. \quad (2)$$

Нульову гіпотезу приналежності розподілу даних відповідному закону здійснено за відносним показником – коефіцієнтом варіації $v = \sigma / a \times 100, \%$ [9].

Де σ – середньоквадратичне відхилення, $\sigma = \sqrt{D}$, н.-год/1000км.

Результати розрахунків зведені у таблицю 1.

Таблиця 1 – Характеристики розподілу випадкової величини питомої трудомісткості ТО легкових автомобілів малого і середнього класів.

№ п/п	Параметр розподілу	Одиниці вимірювання	Значення	
			Малий клас	Середній клас
1	Математичне очікування випадкової величини, a	н.-год/1000км	0,107	0,114
2	Дисперсія випадкової величини, D	н.-год/1000км	0,002	0,002
3	Середньоквадратичне відхилення, σ	н.-год/1000км	0,044	0,045
4	Коефіцієнт варіації, v	%	41,167	39,693
5	Критерій згоди хі-квадрат Пірсона, χ^2		13,956	17,235

Теоретична щільність ймовірності характеризується гіпотезою про підпорядкування розподілу логарифмічно-нормальному закону, оскільки виконується умова – $33\% \leq v \leq 88\%$ [9]:

Загальний вигляд рівняння цього закону [8]:

$$f(x) = \frac{1}{x \sigma_{\ln x} \sqrt{\pi}} e^{-\frac{(\ln x - \ln x_0)^2}{2\sigma_{\ln x}^2}}, \quad (3)$$

де x – випадкова величина (аргумент);

Параметри форми – $\sigma_{\ln x}$ та положення – $\ln x_0$ [8]:

$$\sigma_{\ln x} = \sqrt{\ln(D + a^2) - 2\ln a}; \quad (4)$$

$$\ln x_0 = 2\ln a - \frac{1}{2}\ln(D + a^2) \quad (5)$$

За відношенням частоти r_{Ni} попадання випадкової величини в розряди до величини цих розрядів h , емпірична щільність ймовірності $p_i = \frac{r_{Ni}}{h}$ [8, 10]:

Криві теоретичної і емпіричної щільності ймовірностей зображені на рисунку 2.

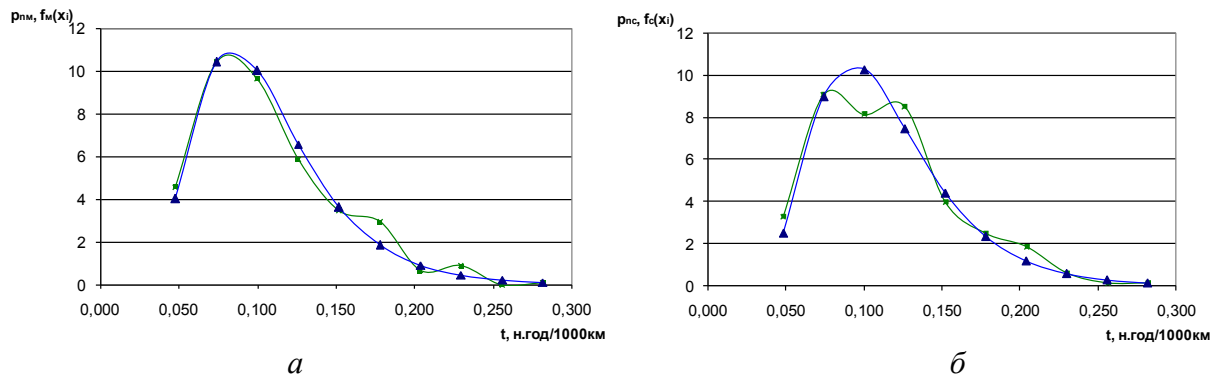


Рисунок 2 – Криві теоретичної і емпіричної щільності ймовірностей для даних нормативних питомих трудомісткостей ТО легкових автомобілів: *а* – малого класу; *б* – середнього класу.

Узгодженість теоретичних (логарифмічно-нормального) і емпіричних розподілів, тобто правдивість нульових гіпотез, перевіряється за допомогою критерію згоди хі-квадрат Пірсона. Значення якого (див. таблицю 1) визначиться залежністю:

$$\chi^2 = N \sum_{i=1}^n \frac{[p_i - \frac{f(x_i)}{N}]^2}{\frac{f(x_i)}{N}}. \quad (6)$$

Для отриманих значень критерію згоди χ^2 і числа ступенів вільності – $\nu = n - S - 1 = 10 - 2 - 1 = 7$ ($S=2$ – число констант для логарифмічно-нормального розподілу [8]), за таблицею значень ймовірностей закону Пірсона отримано [10]:

- для випадку легкових автомобілів малого класу $D_i(\chi_i^2, \nu) = 0,051 > \alpha = 0,050$;
- для випадку легкових автомобілів середнього класу $D_n(\chi_n^2, \nu) = 0,017 > \alpha = 0,010$.

Рівень значущості $\alpha = 0,05$ характеризується жорсткими, а $\alpha = 0,01$ – менш жорсткими умовами перевірки правдивості прийнятої гіпотези [10].

Для випадку легкових автомобілів середнього класу є доцільною додаткова перевірка за критерієм Романовського [10]:

$$\frac{\chi^2 - \nu}{\sqrt{2\nu}} < 3 \Rightarrow \frac{17,235 - 7}{\sqrt{2 \cdot 7}} = 2,735 < 3. \quad (7)$$

Отже прийнята гіпотеза про логарифмічно-нормальний розподіл випадкової величини підтверджена для обох випадків.

Результати досліджень. Питомі трудомісткості технічного обслуговування, що можуть бути використані практично, визначені аналогічно, математичним очікуванням випадкової величини у вибірках для кожного із класів автомобілів. Результати орієнтовних значень питомих трудомісткостей ТО наведені в таблиці 2. Також зведені в таблицю 2 і розрахункові трудовитрати на поточний ремонт на гарантійному пробігу автомобілів, отримані з урахуванням згаданого співвідношення.

Таблиця 2 – Орієнтовні значення трудомісткостей на ТО і ремонт легкових автомобілів на гарантійних умовах для фірмових СТО, *н.-год/1000км*

Питомі трудомісткості видів технічних впливів на автомобіль, <i>н.-год/1000км</i>	Клас легкового автомобіля			
	особливо малий до 1,2 л (вкл.)	малий 1,2...1,8 л	середній 1,8...3,5 л	великий більше 3,5 л
Технічне обслуговування	0,105	0,107	0,114	0,127
Ремонт	0,315	0,321	0,342	0,381
ТО і ремонт	0,420	0,428	0,456	0,508

Слід зауважити, що трудовитрати на обслуговування автомобілів особливо малого та великого класу є орієнтовними в більшій мірі, оскільки визначені за невеликою кількістю значень у вибірці.

Трудомісткості на обслуговування легкових автомобілів азійських виробників, отримані аналогічно, з використанням згаданих методів, є збільшеними на 20–40% у порівнянні з трудомісткостями на обслуговування автомобілів європейських виробників.

Висновки. Проведений аналіз отриманих трудомісткостей, дає можливість зробити висновок, що прийняті вибірки прийнятно характеризують загальну сукупність значень нормативних величин питомих трудомісткостей обслуговування легкових автомобілів фірмовими СТО. Через удосконалення конструкції автомобілів є потреба постійного коректування нормативів. Під час технологічного проектування таких СТО доцільно користуватися уточненими значеннями трудовитрат на ТО та ремонт певних модифікацій автомобілів.

Список літератури: 1. Марков О.Д. Станции технического обслуживания автомобилей / О.Д. Марков. К.: Кондор, 2008. – 536 с. 2. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту [Електронний ресурс] / Мінтранс України. Затв. Наказом №102 30.03.98. Чинний. Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/z0268-98>. 3. Общесоюзные нормы технологического проектирования предприятий автомобильного транспорта. ОНТП-01-91. – М.: Росавтотранс, 1991. – 94с. 4. Проектирование предприятий автомобильного транспорта: учебник / М.М. Болбас [и др.]; под ред. М.М. Болбаса. – Минск: Адукацыя і выхаванне, 2004. – 528 с. 5. Правила надання послуг з технічного обслуговування і ремонту колісних транспортних засобів [Електронний ресурс] / Міністерство інфраструктури України. Затв. Наказ № 615 від 28.11.2014. Чинний від 12.02.2015р. Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/z1609-14>. 6. Порядок гарантійного ремонту (обслуговування) або гарантійної заміни дорожніх транспортних засобів [Електронний ресурс] / Міністерство промислової політики України. Затв. Наказ № 721 від 29.12.2004. Чинний. Редакція від 15.11.2010р. Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/z0072-05>. 7. Карпенко В.Р. Трудовитрати на обслуговування легкових автомобілів фірмовими СТО / В.Р. Карпенко, В.І. Павлюк, О.В. Приймак // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник. – Вип. № 31 – Луцьк, 2011. – С. 143–145. 8. Галушко В.Г. Вероятностно-статистические методы на автотранспорте / В.Г. Галушко – К., «Вища школа», 1976. – 232 с. 9. Технічна експлуатація та надійність автомобілів: Навчальний посібник / Є.Ю. Форнальчик [та ін.]. За загальною ред. Є.Ю. Форнальчика. – Львів: Афіша, 2004. – 492 с. 10. Завадский Ю.В. Статистическая обработка эксперимента: Учеб. Пособие / Ю.В. Завадский. – М., «Высш. школа», 1976. – 270с.

Bibliography (transliterated): 1. *Markov O.D.* Stancii tehničeskoro obsluživannja avtomobilej / O.D. Markov. Kiev: Kondor, 2008. – 536 p. 2. Polozhennja pro tekhnichne obsluhovuvannja i remont dorozhnikh transportnykh zasobiv avtomobil'nogo transportu [Elektronnyj resurs] / Mintrans Ukrajinu. Zatv. Nakazom No102 30.03.98. Chynnyj. Rezhym dostupu: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/z0268-98>. 3. Obshhesojuznye normy tehnologičeskogo proektirovanija predprijatij avtomobil'nogo transporta. ONTP-01-91. – Moscow: Rosavtotrans, 1991. – 94 p. 4. Proektirovanie predprijatij avtomobil'nogo transporta: uchebnik / M.M. Bolbas [i dr.]; pod red. M.M. Bolbasa. – Minsk: Adukacyja i vyhavanne, 2004. – 528 p. 5. Pravyla nadannja posluh z tekhnichnogho obsluhovuvannja i remontu kolisnykh transportnykh zasobiv [Elektronnyj resurs] / Ministerstvo infrastruktury Ukrajinu. Zatv. Nakaz No 615 vid 28.11.2014. Chynnyj vid 12.02.2015. Rezhym dostupu: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/z1609-14>. 6. Porjadok gharantijnogho remontu (obsluhovuvannja) abo gharantijnoji zaminy dorozhnikh transportnykh zasobiv [Elektronnyj resurs] / Ministerstvo promyslovoji polityky Ukrajinu. Zatv. Nakaz No 721 vid 29.12.2004. Chynnyj. Redakcija vid 15.11.2010. Rezhym dostupu: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/z0072-05>. 7. *Karpenko V.R.* Trudovytraty na obsluhovuvannja leghkovykh avtomobiliv firmovymy STO / V.R. Karpenko, V.I. Pavljuk, O.V. Pryjmak. Naukovi notatky: Mizhvuzivsjkyj zbirnyk. – Vyp. No 31 – Luts'k, 2011. – P. 143–145. 8. *Galushko V.G.* Verojatnosno-statističeskie metody na avtotransporte / V.G. Galushko – Kiev, «Vishha shkola», 1976. – 232 p. 9. Tekhnichna ekspluatacija ta nadijnistj avtomobiliv: Navchaljnyj posibnyk / Je.Ju. Fornaljchyk [ta in.]. Za zaghaljnoju red. Je. Ju. Fornaljchyka. – Ljviv: Afisha, 2004. – 492 p. 10. *Zavadskij Ju.V.* Statističeskaja obrabotka jeksperimenta: Ucheb. Posobie / Ju.V. Zavadskij. – Moscow, «Vyssh. shkola», 1976. – 270p.

Надійшла (received) 27.02.2015

УДК 629.113.001

М. А. ПОДРИГАЛО, д-р техн. наук, проф., «ХНАДУ», Харьков;
Н. П. АРТЕМОВ, д-р техн. наук, проф., «ХНТУСХ им. Петра Василенка», Харьков;
Д. В. АБРАМОВ, канд. техн. наук, доц., «ХНАДУ»;
М. Л. ШУЛЯК, канд. техн. наук, доц., «ХНТУСХ им. Петра Василенка»

ОЦЕНКА ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНО- ТЯГОВЫХ МАШИН

Предлагается метод оценки дополнительных энергетических потерь при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин, основанный на изучении периодических законов изменения амплитуды колебания величины тяговой силы машины и сил сопротивления движению. Получены аналитические выражения, позволяющие проводить оценку дополнительных потерь энергии транспортно-тяговых машин в установившемся движении при неравномерности крутящего момента и суммарной силы сопротивления движению. Определено направление снижения дополнительных затрат энергии.

Ключевые слова: энергетические потери, установившееся движение, колебания скорости, неравномерность момента, транспортно-тяговые машины.

Введение. При установившемся движении колесных машин возникают дополнительные потери энергии, поскольку указанное движение сопровождается появлением продольных линейных ускорений, вызывающих колебания линейной скорости машины относительно своего среднего значения. Установившееся движение транспортно-тяговой машины происходит при постоянном значении средней скорости, а равномерное – при постоянном значении мгновенной скорости движения.

В настоящей статье проведено исследование и определено влияние неравномерности тяговой (движущей) силы на изменение линейной скорости транспортно-тяговых машин и дополнительные затраты энергии.

Анализ последних достижений и публикаций. При равномерном движении, осуществляемом при постоянной мгновенной скорости колесных машин, энергия двигателя затрачивается на преодоление сил сопротивления движению. В этом случае тяговая сила на ведущих колесах в любой момент времени равна сумме сил сопротивления движению и ускорение машины равно нулю в любой момент времени. При установившемся движении машины равновесие (в отличие от равномерного движения) является не статическим, а динамическим. Это обусловлено периодическим изменением как тяговой силы, так и сил сопротивления движению и приводит к появлению линейных ускорений, приводящих к периодическому (колебательному) изменению линейной скорости транспортно-тяговой машины. Очевидно, что любые изменения скорости приводят к дополнительному расходу энергии машины. Однако в известной литературе [1-3], посвященной энергетической эффективности транспортно-тяговых машин, исследованию указанного вопроса не уделено должного внимания.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является повышение энергетической экономичности транспортно-тяговых машин путем оценки и выбора путей снижения дополнительных потерь энергии при установившемся режиме движения.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

– оценить дополнительные потери энергии указанных машин на транспортных работах;

– оценить дополнительные потери энергии указанных машин при выполнении технологических операций.

Транспортные работы. Транспортные работы выполняются колесными машинами (автотранспортными средствами и тракторами) на дорогах с твердым покрытием. В этом случае амплитуды колебания величин сил сопротивления движению незначительны [4, 5] по сравнению с амплитудой колебаний тяговой силы машины. Принимая сумму сил сопротивления движению $P_{c\Sigma}$ величиной постоянной, представим уравнение динамики поступательного движения транспортной машины в виде

$$m \cdot \dot{V} = P_{\kappa} - P_{c\Sigma}, \quad (1)$$

где m – общая масса машины;

$\dot{V}$ – продольное линейное ускорение машины;

P_{κ} – суммарная тяговая (движущая) сила на ведущих колесах.

Суммарная тяговая сила на ведущих колесах, ввиду неравномерности крутящего момента двигателя, изменяется по периодическому закону. В работах [6, 7] при моделировании крутящего момента и реализуемой мощности двигателя внутреннего сгорания был предложен гармонический закон изменения крутящего момента. Поэтому можно также принять гармонический закон для моделирования суммарной тяговой силы на ведущих колесах

$$P_{\kappa} = \bar{P}_{\kappa} + A_{p\kappa} \cdot \sin(\Omega \cdot t), \quad (2)$$

где $\bar{P}_{\kappa}$ – среднее значение суммарной тяговой силы на ведущих колесах;

$A_{p\kappa}$ – амплитуда колебаний суммарной тяговой силы на ведущих колесах (зависит от амплитуды колебаний крутящего момента ДВС и передаточного числа трансмиссии);

Ω – круговая частота колебаний крутящего момента ДВС (равна круговой частоте колебаний суммарной тяговой силы на ведущих колесах);

t – время.

После подстановки уравнения (2) в выражение (1) и небольших преобразований, получим

$$\dot{V} = \frac{\bar{P}_{\kappa} - P_{c\Sigma}}{m} + \frac{A_{p\kappa}}{m} \cdot \sin(\Omega \cdot t). \quad (3)$$

Интегрирование дифференциального уравнения (3) с разделяющимися переменными и учет граничного условия позволяет определить изменение скорости поступательного движения машины

$$V = V_n + \frac{\bar{P}_{\kappa} - P_{c\Sigma}}{m} \cdot t + \frac{A_{p\kappa}}{m \cdot \Omega} \cdot [1 - \cos(\Omega \cdot t)], \quad (4)$$

где V_n – начальная в цикле изменения (при $t = 0$) линейная скорость машины.

При установившемся движении линейная скорость машины колеблется вокруг средней величины $\bar{V}$. Второй член в правой части уравнения (4) является апериодическим. Поскольку в установившемся движении это невозможно, то условием указанного движения будет являться:

$$\bar{P}_\kappa - P_{c\Sigma} = 0 \quad (5)$$

или

$$\bar{P}_\kappa = P_{c\Sigma}. \quad (6)$$

Таким образом, при установившемся движении машины на транспортной работе (при $P_{c\Sigma} = \text{const}$) выполнение равенства (6) является обязательным.

С учетом уравнения (5) выражение (4) примет следующий вид

$$V = V_n + \frac{A_{p\kappa}}{m \cdot \Omega} \cdot [1 - \cos(\Omega \cdot t)]. \quad (7)$$

На рис. 1 приведены графики функций $P_\kappa(t)$ и $V(t)$.

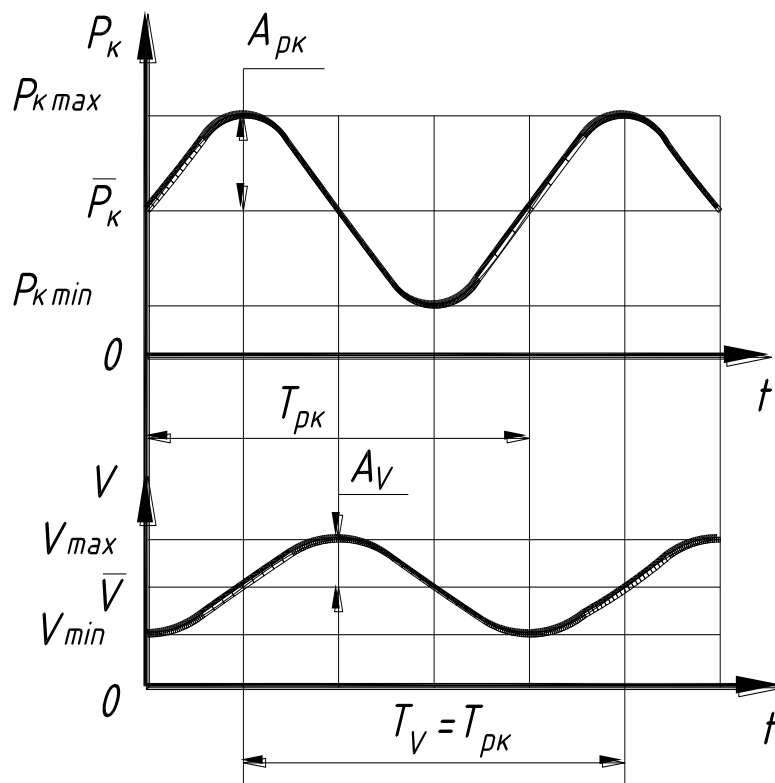


Рисунок 1 – Зависимости $P_\kappa(t)$ и $V(t)$ при установившемся режиме движения машины

Анализ этих кривых показывает, что колебания линейной скорости V машины по фазе сдвинуты относительно колебаний тяговой силы на угол $\frac{\pi}{2}$.

Уравнение (7) можно представить в виде

$$V = \bar{V} - A_V \cdot \cos(\Omega \cdot t), \quad (8)$$

где A_V – амплитуда колебаний линейной скорости машины,

$$A_V = \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega}, \quad (9)$$

$\bar{V}$ – средняя линейная скорость машины,

$$\bar{V} = V_n + \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega}. \quad (10)$$

Кинетическая энергия поступательного движения машины (с учетом уравнений (8), (9), (10))

$$W_{кин} = \frac{m}{2} \cdot V^2 = \frac{m}{2} \cdot \left[\bar{V} - \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega} \cdot \cos(\Omega \cdot t) \right]^2. \quad (11)$$

Проведя преобразования, представим уравнение (11) в виде

$$W_{кин} = \frac{m \cdot \bar{V}^2}{2} - \frac{A_{pk}}{\Omega} \cdot \cos(\Omega \cdot t) \cdot \left[\bar{V} - \frac{A_{pk}}{2 \cdot m \cdot \Omega} \cdot \cos(\Omega \cdot t) \right]. \quad (12)$$

В правой части уравнения (12) первое слагаемое определяет средний уровень кинетической энергии поступательного движения машины, а второе слагаемое – ее изменение в течение одного цикла колебаний линейной скорости. Указанное изменение кинетической энергии

$$\Delta W_{кин} = -\frac{A_{pk}}{\Omega} \cdot \cos(\Omega \cdot t) \cdot \left[\bar{V} - \frac{A_{pk}}{2 \cdot m \cdot \Omega} \cdot \cos(\Omega \cdot t) \right]. \quad (13)$$

При $t=0$ $V = V_{min}$ и $\Delta W_{кин} = (\Delta W_{кин})_{min}$. Таким образом

$$(\Delta W_{кин})_{min} = -\frac{A_{pk}}{\Omega} \cdot \left[\bar{V} - \frac{A_{pk}}{2 \cdot m \cdot \Omega} \right]. \quad (14)$$

При $\Omega \cdot t = \pi V = V_{\max}$ $\Delta W_{\text{кин}} = (\Delta W_{\text{кин}})_{\max}$, т.е.

$$(\Delta W_{\text{кин}})_{\max} = \frac{A_{\text{рк}}}{\Omega} \cdot \left[\bar{V} + \frac{A_{\text{рк}}}{2 \cdot m \cdot \Omega} \right]. \quad (15)$$

Максимальное изменение кинетической энергии поступательного движения машины

$$(\Delta W_{\text{кин}})_{\max} = (W_{\text{кин}})_{\max} - (W_{\text{кин}})_{\min} = (\Delta W_{\text{кин}})_{\max} - (\Delta W_{\text{кин}})_{\min} = \frac{2 \cdot A_{\text{рк}}}{\Omega} \cdot \bar{V}. \quad (16)$$

Воспользовавшись [8], определим максимальное изменение кинетической энергии характеризует дополнительные потери энергии за время $T_V = T_{\text{рк}}$. Дополнительные потери энергии за время t

$$\Delta W = (\Delta W_{\text{кин}})_{\max} \cdot \frac{t}{T_{\text{рк}}} = (\Delta W_{\text{кин}})_{\max} \cdot \frac{\Omega \cdot t}{2 \cdot \pi}. \quad (17)$$

Подставляя (16) в (17), получим

$$\Delta W = \frac{A_{\text{рк}}}{\pi} \cdot \bar{V} \cdot t = \frac{A_{\text{рк}}}{\pi} \cdot S, \quad (18)$$

S – длина пути, пройденного машиной,

$$S = \bar{V} \cdot t. \quad (19)$$

Таким образом, при установившемся движении машины на транспортных операциях (при $P_{\Sigma} = \text{const}$) дополнительный расход энергии пропорционален пройденному пути и амплитуде колебаний суммарной тяговой силы на ведущих колесах.

Технологические операции. При выполнении технологических операций транспортно-тяговая машина (машинно-тракторный агрегат) движется по деформируемой опорной поверхности, кроме того, рабочие органы прицепных или навесных машин, взаимодействуя с почвой, создают дополнительные силы сопротивления движению. В этом случае зависимость для определения P_{Σ} примет вид

$$P_{\Sigma} = \bar{P}_{\Sigma} + A_{\text{pc}} \cdot \sin(\Omega_1 \cdot t + \Delta), \quad (20)$$

где $\bar{P}_{\Sigma}$ – среднее значение суммарной силы сопротивления движению;

A_{pc} – амплитуда колебаний суммарной силы сопротивления движению;

Ω_1 – круговая частота колебаний суммарной силы сопротивления движению;
 Δ – начальный сдвиг по фазе между колебаниями тяговой силы и суммарной силы сопротивления при $t = 0$.

Уравнение (1) с учетом соотношений (2) и (20) примет вид

$$m \cdot \dot{V} = \bar{P}_\kappa - \bar{P}_{c\Sigma} + A_{p\kappa} \cdot \sin(\Omega \cdot t) - A_{pc} \cdot \sin(\Omega_1 \cdot t + \Delta) \quad (21)$$

или

$$\dot{V} = \frac{\bar{P}_\kappa - \bar{P}_{c\Sigma}}{m} + \frac{A_{p\kappa}}{m} \cdot \sin(\Omega \cdot t) - \frac{A_{pc}}{m} \cdot \sin(\Omega_1 \cdot t + \Delta). \quad (22)$$

Интегрируя уравнение (22) с учетом граничного условия при (при $t = 0$; $V = V_n$), получим

$$V = V_n + \frac{\bar{P}_\kappa - \bar{P}_{c\Sigma}}{m} \cdot t + \frac{A_{p\kappa}}{m \cdot \Omega} \cdot [1 - \cos(\Omega \cdot t)] - \frac{A_{pc}}{m \cdot \Omega_1} \cdot [\cos \Delta - \cos(\Omega_1 \cdot t + \Delta)], \quad (23)$$

где V_n – начальная скорость тягово-транспортного средства, соответствующая $t = 0$.
 При установившемся движении

$$\bar{P}_\kappa - \bar{P}_{c\Sigma} = 0 \quad (24)$$

и уравнение (23) упроститься

$$V = V_n + \frac{A_{p\kappa}}{m \cdot \Omega} \cdot [1 - \cos(\Omega \cdot t)] - \frac{A_{pc}}{m \cdot \Omega_1} \cdot [\cos \Delta - \cos(\Omega_1 \cdot t + \Delta)]. \quad (25)$$

Средне значение линейной скорости

$$\bar{V} = V_n + \frac{A_{p\kappa}}{m \cdot \Omega} - \frac{A_{pc}}{m \cdot \Omega_1} \cos \Delta. \quad (26)$$

Выражение (25) с учетом (26) примет вид

$$V = \bar{V} - \frac{A_{p\kappa}}{m \cdot \Omega} \cos(\Omega \cdot t) + \frac{A_{pc}}{m \cdot \Omega_1} [\cos(\Omega_1 \cdot t + \Delta)], \quad (27)$$

Минимальное значение скорости V реализуется при $t = 0$ и равно $\bar{V}$.

Для решения задачи определения дополнительных потерь энергии, обусловленных колебанием тяговой силы и суммарной силы сопротивления движению, воспользуемся методом парциальных ускорений [9, 10]. Уравнение (22) представляет

собой уравнение парциальных ускорений, интегрирование которого позволило получить уравнение парциальных скоростей (25), которое представим виде:

$$V = V_n + V_{pk} + V_{pc}, \quad (28)$$

где V_{pk}, V_{pc} – парциальные скорости создаваемые изменениями тяговой силой P_k , и суммарной силой сопротивления движению $P_{c\Sigma}$, соответственно

$$V_{pk} = \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega} \cos(\Omega \cdot t); \quad (29)$$

$$V_{pc} = \frac{A_{pc}}{m \cdot \Omega_1} [\cos(\Omega_1 \cdot t + \Delta)]. \quad (30)$$

Парциальные скорости V_{pk} и V_{pc} изменяются независимо друг от друга по своим законам, в чем проявляется принцип суперпозиции в механике.

Падение кинетической энергии машины за один период колебания тяговой силы будет равен

$$\Delta W_{pkmax} = \frac{m}{2} (V_{pkmax}^2 - V_{pkmin}^2) = m \Delta V_{pkmax} \cdot \bar{V}, \quad (31)$$

где ΔV_{pkmax} – максимальное изменение парциальной скорости, создаваемое тяговой силой за один период ее колебания,

$$\Delta V_{pkmax} = V_{pkmax} - V_{pkmin}. \quad (32)$$

Из уравнения (29) определим:

$$V_{pkmax} = \frac{2A_{pk}}{m\Omega}; \quad (33)$$

$$V_{pkmin} = 0. \quad (34)$$

Таким образом

$$\Delta V_{pkmax} = V_{pkmax} = \frac{2A_{pk}}{m\Omega}. \quad (35)$$

Падение кинетической энергии машины за один период колебания суммарной силы сопротивления движению

$$\Delta W_{pcmax} = \frac{m}{2} (V_{pcmax}^2 - V_{pcmin}^2) = m \Delta V_{pcmax} \cdot \bar{V}, \quad (36)$$

где ΔV_{pcmax} – максимальное изменение парциальной скорости, создаваемое суммарной силой сопротивления движению за один период ее колебания,

$$\Delta V_{pcmax} = V_{pcmax} - V_{pcmin}. \quad (37)$$

Из уравнения (30) определим:

$$V_{pcmax} = \frac{A_{pc}}{m\Omega_1} (1 - \cos\Delta); \quad (38)$$

$$V_{pcmin} = -\frac{A_{pc}}{m\Omega_1} (1 - \cos\Delta). \quad (39)$$

Тогда

$$\Delta V_{pcmax} = \frac{2A_{pc}}{m\Omega_1}. \quad (40)$$

Потери энергии машины за время t , обусловленные колебаниями тяговой силы P_k и суммарной силы сопротивления движению $P_{c\Sigma}$

$$\Delta W = \left(\frac{\Delta W_{pkmax}}{T_{pk}} + \frac{\Delta W_{pcmax}}{T_{pc}} \right) t, \quad (41)$$

где T_{pk} , T_{pc} – периоды колебаний тяговой силы P_k и суммарной силы сопротивления движению $P_{c\Sigma}$,

$$T_{pk} = \frac{2\pi}{\Omega}; \quad (42)$$

$$T_{pc} = \frac{2\pi}{\Omega_1}; \quad (43)$$

Подставляя в выражение (41) уравнения (31), (36), (42), (43), с учетом (35), (40) получим

$$\Delta W = \frac{A_{pk} + A_{pc}}{\pi} \bar{V} \cdot t. \quad (44)$$

Путь, который проходит машина за время t при установившемся движении

$$S = \bar{V} \cdot t. \quad (45)$$

Или, с учетом соотношения (26)

$$S = (V_n + \frac{A_{pk}}{m\Omega} - \frac{A_{pc}}{m\Omega_1} \cos \Delta) t. \quad (46)$$

Уравнение (44) с учетом (45) примет вид

$$\Delta W = \frac{A_{pk} + A_{pc}}{\pi} S. \quad (47)$$

Уравнения (44) и (47) позволяют определить дополнительный расход энергии машины, обусловленный колебаниями тяговой силы и суммарной силы сопротивления движению.

Выводы.

1. Полученные аналитические выражения позволяют проводить оценку дополнительных потерь энергии транспортно-тяговых машин в установившемся движении при неравномерности крутящего момента и суммарной силы сопротивления движению.

2. При установившемся движении машины на транспортных операциях при постоянном значении суммарной силы сопротивления движению дополнительные потери энергии прямо пропорциональны амплитуде колебания тяговой силы и пройденному пути.

3. Полученные аналитические выражения позволяют проводить оценку дополнительных потерь энергии технологических машин при установившемся движении и колебаниях тяговой силы и суммарной силы сопротивления движению. В этом случае дополнительные потери энергии прямопропорциональны пройденному пути и сумме амплитуд колебаний тяговой силы и суммарной силы сопротивления движению.

4. Направлением снижения дополнительных затрат энергии является применение двигателей с наименьшими значениями показателей неравномерности крутящего момента. Применение электродвигателей и увеличение числа цилиндров ДВС также позволяют решить указанную задачу.

Список литературы: 1. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте / Н.Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1990. – 135 с. 2. Гащук П.Н. Энергетическая эффективность автомобиля / П.Н. Гащук. – Львов: Свит, 1992. – 208 с. 3. Евсеев П.П. Некоторые вопросы энергетики автомобиля / П.П. Евсеев. – К.: ЗАТ «Віпол», 2006. – 236 с. 4. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М. – Л.: Машгиз. 1940. – 396 с. 5. Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль / Ю. Мацкерле: пер. с чешск. В.Б. Иванова: под ред. А.Р. Бендикова. – М.: Машиностроение. 1987. – 320 с. 6. Подригало Н.М. Влияние неравномерности крутящего момента на динамические и мощностные показатели двигателей внутреннего сгорания колесных машин / Н.М. Подригало // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – Вып. 38, 2013. – С.18–24. 7. Артемов Н.П., Подригало Н.М. Алгоритмы экспериментального определения реализуемой мощности двигателя мобильной машины при выполнении

технологических операций / *Н.П.Артемов, Н.М. Подригало* // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 60 (966). – С. 17 – 24. **8.** *Вейц В.Л.* Динамика машинных агрегатов / *В.Л. Вейц*. – М. – Л.: Машиностроение. – 1969. – 370 с. **9.** Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин. Монография / [*Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С. Полянский, Д.М. Клец, А.И. Коробко, В.В. Задорожня*]: под ред. проф. *М.А.Подригало*, – Харьков: «Міськдрук», 2012. – 220с. **10.** *Артьомов М.П.* Математична модель машинно-тракторного агрегату з використанням метода парціальних прискорень / *М.П.Артьомов* // Збірник наукових праць ВНАУ, Серія: Технічні науки, Випуск 11(65), 2012. С.34 – 39.

Bibliography (transliterated): **1.** *Govorushhenko N. Ja.* Ekonomija topliva i snizhenie toksichnosti na avtomobil'nom transporte / *N.Ja. Gvorushhenko*. – Moscow: Transport, 1990. – 135 p. **2.** *Gashhuk P.N.* Jenergeticheskaja jeffektivnost' avtomobilja / *P.N. Gashhuk*. – L'vov: Svit, 1992. – 208 p. **3.** *Evseev P.P.* Nekotorye voprosy jenergetiki avtomobilja / *P.P. Evseev*. – Kiev: ZAT «Vipol», 2006. – 236 p. **4.** *Chudakov E.A* Teoryya avtomobylya / *E.A. Chudakov*. – Moscow – Lviv: Mashhyz. 1940. – 396 p. **5.** *Matskerle Yu.* Sovremenniy ekonomychnij avtomobil' / *Yu. Matskerle*: per. s cheshsk. *V.B. Yvanova*: pod red. *A.R. Bendykova*. – Moscow: Mashynostroenye. 1987. – 320 p. **6.** *Podryhalo N.M.* Vlyyanye neravnomernosti krutyashcheho momenta na dynamicheskye y moshchnostnye pokazately dvyhateley vnutrenneho shoranyya kolesnikh mashyn / *N.M. Podryhalo*. Uchenie zapysky Krimskoho ynzhenerno-pedahohycheskoho unyversyteta. Tekhnicheskye nauky. – Vip. 38, 2013. – P.18–24. **7.** *Artiomov N.P., Podryhalo N.M.* Alhorytmi eksperymental'noho opredelenyya realizuemoj moshchnosti dvyhatelya mobyl'noy mashyni pry vipolnenyy tekhnolohycheskykh operatsyy / *N.P. Artiomov, N.M. Podryhalo*. Visnyk NTU «KhPI». Zbirnyk naukovykh prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. – Kharkov: NTU «KhPI». – 2012. – No 60 (966). – P. 17 – 24. **8.** *Veyts V.L.* Dynamyka mashynnikh ahreatov / *V.L. Veyts*. – Moscow – Lviv: Mashynostroenye. – 1969. – 370 p. **9.** Метод partsyal'nikh uskorenyy i eho prylozhenyya v dynamyke mobyl'nikh mashyn. Monohrafiya / [*N.P. Artiomov, A.T. Lebedev, M.A. Podryhalo, A.S. Polyanskyy, D.M. Klets, A.Y. Korobko, V.V. Zadorozhnyaya*]: pod red. prof. *М.А.Подригало*, – Kharkov: «Mis'kdruk», 2012. – 220p. **10.** *Artiomov M.P.* Matematychna model' mashynno-traktornoho ahreatu z vykorystannyyam metoda partsial'nykh pryskoren' / *M.P. Artiomov*. Zbirnyk naukovykh prats' VNAU, Seriya: Tekhnichni nauky, Vypusk 11(65), 2012. P. 34 – 39.

Надійшла (received) 27.02.15

УДК 629.1.032

В. В. ДУЩЕНКО, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;
О. М. АГАПОВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»

ДО ПИТАННЯ ВИКОРИСТАННЯ МАГНІТОРЕОЛОГІЧНИХ ЕЛАСТОМІРІВ В ЯКОСТІ ДЕМПФІРУЮЧИХ ПРИСТРОЇВ ПІДВІСКИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Проведено аналіз фізико-хімічних властивостей і характеристик магнітореологічних еластомірів. Розглянуто вплив параметрів магнітної частини і еластомірної матриці на модуль втрат та діапазон його зростання під дією магнітного поля, що керує. Зроблено висновок про можливість застосування магнітореологічних еластомірів у якості демпфіруючих пристроїв з характеристиками, що керуються, у підвісці транспортних засобів. Намічені напрямки подальших досліджень з метою урахування специфіки експлуатації транспортних засобів та створення працездатних вузлів.

Ключові слова: магнітореологічний еластомір, демпфіруючий пристрій, модуль втрат, в'язкість, магнітне поле, керування.

Вступ. Найбільш поширеним і дієвим напрямком підвищення плавності ходу транспортних засобів (ТЗ) є реалізація керування характеристиками демпфіруючих пристроїв підвіски. Однак, розробка систем керування на основі використання традиційних робочих тіл (мінеральні або синтетичні масла, фрикційні матеріали та ін.) зі звичайними властивостями призводить до надто складних та високовартісних технічних рішень. Саме тому, такі системи керування досі не отримали широкого розповсюдження як на звичайних ТЗ, так і на ТЗ військового призначення. Таким чином, пошук альтернативних робочих матеріалів з новими властивостями, які дозволять спростити конструкцію демпфіруючих пристроїв, знизити їх вартість та підвищити надійність і довговічність є актуальною проблемою.

Аналіз останніх досліджень. У роботі [1] представлено методологію аналізу і синтезу нових технічних рішень та фізичних принципів дії вузлів підвіски ТЗ. Встановлено, що одним з перспективних напрямків розвитку є перехід від механічного поля до більш керованого електромагнітного поля та розробка нової «основної» речовини або введення «додаткової речовини», чутливої до керуючого електромагнітного поля. Це значно полегшить реалізацію керування характеристиками вузлів підвіски, в залежності від характеристик механічного поля, що діє на ТЗ в процесі руху по нерівностям. У роботі [2] розглянуто можливі напрямки використання електромагнітного поля для керування характеристиками вузлів підвіски.

Крім того, відомі демпфіруючі пристрої, де в якості робочого тіла застосовуються магнітореологічні рідини. Однак, їх широкому впровадженню заважають такі недоліки, як осідання магнітних частинок з плином часу та високий абразивний знос пар тертя, що викликаний ними. Цих недоліків позбавлений новий тип матеріалів – магнітореологічні еластомери (МРЕ), у яких магнітні частинки розподілені у твердій еластомірній матриці, що полімеризується у формі. Таким чином, зберігається можливість взаємодії згаданих частинок між собою у керуючому магнітному полі, але повністю усувається абразивний знос вузла. Дані властивості, можуть привести до розробки принципово нових демпфіруючих пристроїв підвіски ТЗ і представляють певний інтерес для досліджень.

Мета досліджень. Провести аналіз властивостей і характеристик МРЕ та оцінити можливість їх використання у якості робочого тіла керованих демпфіруючих

пристроїв підвіски ТЗ. При цьому, у першу чергу, представляють інтерес діапазон зміни в'язкості (модуля втрат), енергоємність, швидкодія, та наявність побічних ефектів.

Матеріали досліджень. На сьогоднішній день відомі гумоджгутові підвіски [3,4], які спочатку використовувалися на дешевих автомобілях малого класу, але потім отримали широке розповсюдження на сучасних причепах, з гаммою навантаження від 500 кг до кількох тонн. При роботі такої підвіски (див. рис. 1) внутрішня профільна труба, що по'язана через важіль з колесом, повертається та стискає і деформує гумові джгути. Дані джгути розташовані між внутрішньою та зовнішньою трубами, при цьому остання нерухомо закріплена на підресореному корпусі. За рахунок в'язкопружних властивостей гуми така підвіска не потребує додаткових демпфіруючих пристроїв, що робить її компактною, легкою та дешевою. Крім того, вона забезпечує високу геометричну прохідність ТЗ та не потребує обслуговування. Внутрішня труба і джгути можуть бути розрізними, що робить підвіску незалежною. Якщо якість матеріалів висока, то гумоджгутова підвіска вважається надійною та довговічною, недоліком же є її низька ремонтпридатність, що обумовлено необхідністю, у разі поломки, заміни усього вузла в зборі.

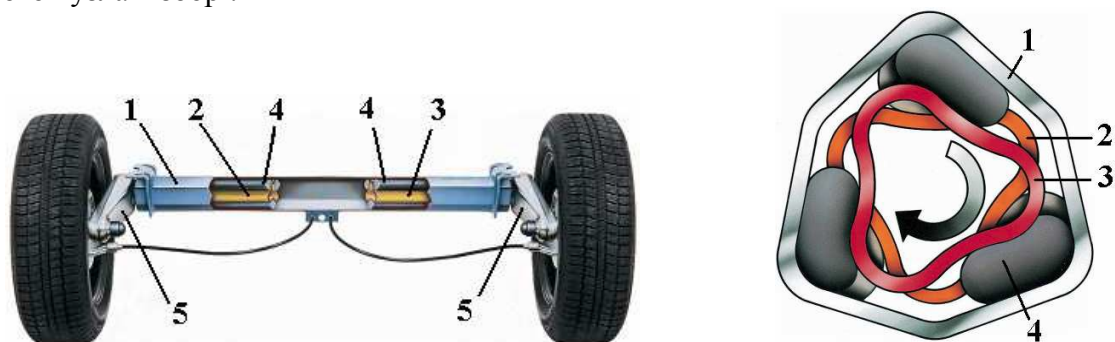


Рисунок 1 – Гумоджгутова підвіска: 1 – зовнішня труба; 2 и 3 – внутрішні труби; 4 – гумовий джгут; 5 – важіль підвіски.

Розглянемо можливість керування в'язкостними характеристиками гумоджгутової підвіски за рахунок заміни гуми на матеріал, який може змінювати свої в'язкопружні характеристики, в залежності від магнітного поля, що накладається (можливість керування пружними характеристиками було розглянуто авторами в окремій статті). Таким матеріалом є МРЕ.

В цілому, магнітореологічні матеріали відносяться до так званих «інтелектуальних» або «розумних» матеріалів (smart materials), фізико-хімічні властивості та характеристики яких можуть значно змінюватися під дією зовнішніх впливів. Дані матеріали складаються з магнітних частинок (порошок магнетита або заліза), розміром приблизно від 10 нм до 50 мкм, тобто «додаткової речовини», що знаходяться в діа або парамагнітній матриці («основній речовині»), в залежності від типу якої відрізняють магнітореологічні рідини, піни, гелі та еластомери. Магнітна взаємодія між частинками залежить від наявності та напрямку їх намагніченості, розподілу у просторі, орієнтації зовнішнього магнітного поля та розподілу деформацій, що діють у матеріалі. В якості еластомерної матриці можуть застосовуватися натуральні або синтетичні гуми, силікон, поліуретан та ін. Для поліпшення сумісності з органічним зв'язуючим порошки модифікують поверхнево-активними речовинами та кремнійорганічними сполуками. В результаті магнітні властивості, що виникають при взаємодії частинок, поєднуються з пружними властивостями матриці, а загальні

властивості оборотно можуть змінюватися під дією зовнішнього магнітного поля, яке накладається.

Необхідно зазначити, що враховуючи умови експлуатації, для застосування у підвісках ТЗ найбільш підходить поліуретан, який у порівнянні з гумою має такі переваги: високу зносостійкість та строк служби, здатність витримувати високі навантаження (вище межа міцності), стабільність в'язкопружних характеристик, нижчі залишкові деформації, стійкість до перепадів температур та агресивних середовищ. Важливим фактором є міцність клеєного з'єднання з металевими деталями, що виключає відрив навіть при екстремальних навантаженнях. Недоліком поліуретану є його висока вартість.

Мікрочастинки всередині МРЕ можуть бути розподілені однорідно або згруповані в стовпчасті структури - ланцюжки. Для утворення впорядкованої структури, під час полімеризації матриці, що містить магнітні частинки, прикладається зовнішнє однорідне магнітне поле. Під його дією мікрочастинки утворюють стовпчасті структури – ланцюжки, які в результаті полімеризації виявляються зафіксованими в матриці. За такий спосіб в процесі виготовлення можна отримати в'язкопружні МРЕ зі спеціальними анізотропними властивостями. Важливим параметром є середній розмір магнітних частинок та ступінь адсорбції матеріалу матриці на їх поверхні, що потрібно для формування безперервної структури еластомера.

Відомо, що у в'язкопружних матеріалах, до яких відноситься і МРЕ, частина вхідної енергії деформації накопичується і відновлюється протягом кожного циклу, а частина втрачається на нагрів. Дійсна частина модуля пружності G' являє собою здатність в'язкопружного матеріалу накопичувати енергію деформацій, уявна частина, (модуль втрат) G'' , являє собою здатність матеріалу розсіювати енергію деформацій.

Розглянемо відомі дослідження з впливу магнітних полів на в'язкопружні та інші властивості МРЕ.

У роботі [5] експериментально досліджено динамічні властивості МРЕ при прикладенні гармонічного навантаження з амплітудами деформації у межах від 1% до 50% та частотами від 1 Гц до 50 Гц, в залежності від індукції магнітного поля. Результати представлено на рис. 2.

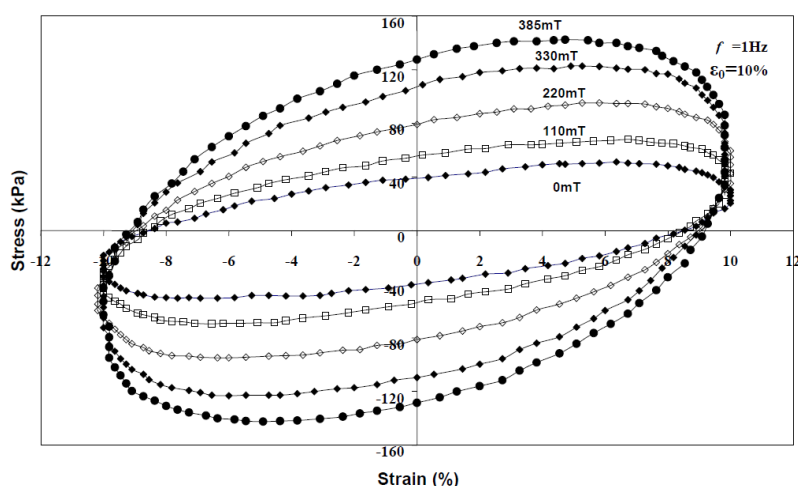


Рисунок 2 – Напружено-деформований стан у різних магнітних полях при постійній амплітуді відносної деформації 10% і частоті 1 Гц.

Представлені криві мають вид еліпсів (петель гістерезису), що свідчить про втрати енергії, які значно, у рази, збільшуються при зростанні індукції керуючого магнітного поля.

Для досліджень, що приведені у роботі [6], зразки МРЕ виготовлялися на основі силіконової матриці з полідиметилсилоксану, з концентрацією магнітних частинок від 0 до 35% (об). Частина зразків для отримання анізотропних властивостей полімеризувалася у магнітному полі. Зразки мали розмір магнітних частинок 5 мкм та 40 мкм. Еластомер без магнітних частинок мав модуль пружності близько 50 кПа. Експерименти проводилися при фіксованій частоті коливань 10 Гц, амплітуді деформації 1%, та різних значеннях магнітної індукції.

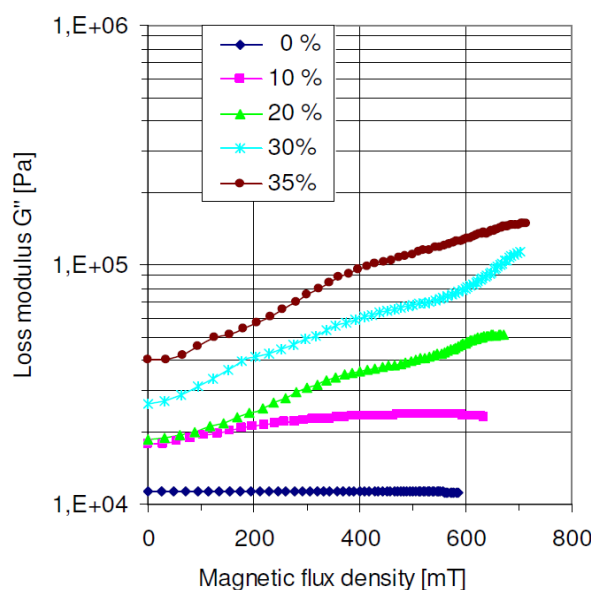


Рисунок 3 – Залежність модуля втрат ізотропного зразку МРЕ з різною концентрацією частинок (5 мкм) від щільності магнітного потоку.

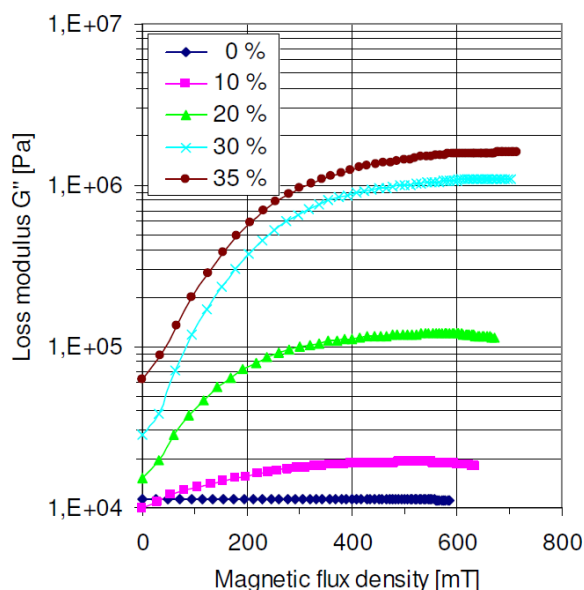


Рисунок 4 – Залежність модуля втрат ізотропного зразку МРЕ з різною концентрацією частинок (40 мкм) від щільності магнітного потоку.

З представлених на рис. 3., рис. 4. графіків випливає, що модуль втрат G'' суттєво залежить від розміру і концентрації частинок та магнітного поля що накладається. При розмірі частинок 5 мкм, найбільший ріст G'' складає близько 4-х разів (концентрація частинок 35%). Якщо ж розмір частинок збільшити до 40 мкм, то для тієї ж концентрації, зростання G'' буде складати 18 разів. Насичення відбувається при щільності магнітного потоку 600...800 мТл.

У роботі [7] представлені опис конструкції, характеристики та результати досліджень демпфера на основі МРЕ, яких призначений для віброзахисту прецизійного обладнання. Вказано, що швидкодія демпфера залежить від часу перехідних процесів в МРЕ. Час структурування реологічного середовища $t_{стр}$ і релаксації t_p напруг зсуву, визначався відношенням $\mu_{екв} (Н) / E$, де $\mu_{екв} (Н)$ - динамічна еквівалентна в'язкість реологічного середовища, а E - модуль його пружності. Ці параметри, а також і

швидкодія можуть регулюватися при зміні рівня напруженості магнітного поля силою струму в котушці. Досягнута швидкодія демпфірування складала 0,5 с.

У роботі [8] проведено порівняльну оцінку різних типів демпферів для прецизійного обладнання, у тому числі і на основі МРЕ та показано переваги останнього. Проведено експериментальні дослідження. Показано, що ефективність демпфірування, яка характеризується здатністю поглинати енергію коливань, зростає зі збільшенням об'ємної концентрації магнітних частинок.

Схожі результати були отримані і при дослідженнях, що представлені у роботах [9,10].

Висновки.

1. Дослідження властивостей та можливого застосування МРЕ знаходяться у початковій стадії: досліджено впливи, описано стенди для проведення випробувань у різних умовах (більше по електричним і магнітним параметрам), для зразків невеликих розмірів та їх малих деформацій, не дано оцінку енергоспоживанню.

2. Шляхом регулювання керуючого магнітного поля, в залежності від розміру та концентрації магнітних частинок, можна змінювати енергію, що поглинає МРЕ (модуль втрат) від 4 до 18 і більше разів. Чим більші розмір і концентрація магнітних частинок та більше індукція магнітного поля, тим більший модуль втрат.

3. Результати досліджень МРЕ показали, що їх модуль пружності у 4...5 разів переважає модуль втрат, тобто пружні властивості МРЕ домінують над демпфіруючими.

4. Залишається малодослідженим питання швидкодії, яке є важливим при застосуванні МРЕ у демпфіруючих пристроях підвіски ТЗ, що керуються. Швидкодія залежить від співвідношення в'язких та пружних властивостей МРЕ.

5. Необхідно провести дослідження щодо матеріалу матриці (гума, силікон, поліуретан чи ін.), який би найбільше задовольняв вимогам застосування МРЕ у вузлах підвіски ТЗ.

6. Виходячи із зробленого попереднього аналізу, зокрема можливого діапазону зміни модуля втрат та швидкодії, МРЕ мають перспективу застосування у демпфіруючих пристроях, що керуються, підвіски ТЗ.

Список літератури: 1. Дущенко В.В. Питання удосконалення методології аналізу та синтезу систем підресорювання військових гусеничних і колісних машин / В.В. Дущенко // Військово-технічний збірник Академії сухопутних військ ім. гетьмана П. Сагайдачного. – Львів. – 2012. – Вип. 1(6). – С. 26 – 32. 2. Дущенко В.В. Использование электромагнитного поля для управления характеристиками узлов подвески транспортных средств/ В.В. Дущенко, Н.И. Кумосин // Автомобильный транспорт. Сб. науч. тр. ХНАДУ. – 2011. – Вып. 28. – С. 27–31. 3. Автомобильные подвески / А.В. Острецов, П.А. Красавин, В.В. Воронин и др. // Учеб. пособие, ч. 1. – М.: МГТУ «МАМИ». – 2011. – 162 с. 4. Канунников С. В связке одной с тобой: обзор прицепов /С. Канунников, М. Сачков // За рулем. – 1999. – №7. – С. 70 – 74. 5. Li. Magnetorheological elastomers and their applications /Li, W. H., Zhang, X. Z. & Du, H. // Advances in Elastomers I: Blends and Interpenetrating Networks. Berlin. – 2013. – pp. 357-374. 6. Böse H. Magnetorheological elastomers with high variability of their mechanical properties / H. Böse, R. Rödes // 11th Conf. on Electrorheological Fluids and

Magnetorheological Suspensions. Journal of Physics. – 2009. –Series 149. – pp. 51–57. 7. Горбунов А.И. Исследование свойств и новое применение магнитных силиконовых композитов / А.И. Горбунов, В.П. Михайлов, Г.В. Степанов и др. // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2008. – № 1(70). – С. 90–107. 8. Михайлов В.П. Управление виброизоляцией прецизионного оборудования / В.П. Михайлов, К.Г. Шаков, А.С. Селиваненко и др. // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2012. – №9. – С. 1–12. 9. Gong X. L. Study of utilizable magnetorheological elastomers / X. L. Gong, L. Chen u J. F. Li // International Journal of Modern Physics B. – 2007. – т. 21. – № 28n29. – pp. 4875–4882. 10. Ковров В.Н. Влияние магнитных полей на механические свойства магнитореологических эластомеров / В.Н. Ковров, А.И. Останин, К.В. Качалин// Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. – 2011. – № 4 (2). – С. 468–469.

Bibliography (transliterated): 1. Dushhenko V.V. Py`tannya udoskonalennyya metodologiyi analizu ta sy`ntezu sy`stem pidresoryuvannya vijs`kovy`x guseney`chny`x i kolisny`x mashy`n / V.V. Dushhenko . Vijs`kovo-texnichny`j zbirny`k Akademiyi suhoputny`x vijs`k im. get`mana P. Sagajdachnogo. – L`viv. – 2012. – Vy`p. 1(6). – P. 26–32. 2. Dushhenko V.V. Ispolzovanie elektromagnitnogo polya dlya upravleniya xarakteristkami uzlov podveski transportnyx sredstv/ V.V. Dushhenko, N.I. Kumosin . Avtomobilnyj transport. sb. nauch. tr. XNADU. – 2011. – Vyp. 28. – p. 27–31. 3. Avtomobilnye podveski / A.V. Ostrecov, P.A. Krasavin, V.V. Voronin i dr. . ucheb. posobie, ch. 1. – M.: MGTU «MAMI». – 2011. – 162 sp. 4. Kanunnikov S. V Svyazke odnoj s toboj: obzor pricepov / S. Kanunnikov, M. Sachkov . Za Rulem. – 1999. – No7. – p. 70–74. 5. Li. Magnetorheological elastomers and their applications / Li, W. H., Zhang, X. Z. & Du, H. Advances in Elastomers I: Blends and Interpenetrating Networks. Berlin. – 2013. – pp. 357-374. 6. Böse H. Magnetorheological elastomers with high variability of their mechanical properties / H. Böse, R. Rödes . 11th Conf. on Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions. Journal of Physics. – 2009. –Series 149. – pp. 51–57. 7. Gorbunov A.I. Issledovanie svojstv i novoe primeneniye magnitnyx silikonovyx kompozitov / A.I. Gorbunov, V.P. Mixajlov, G.V. Stepanov i dr. Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. ser. mashinostroenie. – 2008. – No 1(70). – p. 90–107. 8. Mixajlov V.P. Upravlenie vibroizolyaciej precizionnogo oborudovaniya / V.P. Mixajlov, K.G. Shakov, A.S. Selivanenko i dr. Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Bauman. – 2012. – No9. – p. 1–12. 9. Gong X. L. Study of utilizable magnetorheological elastomers / X. L. Gong, L. Chen u J. F. Li. International Journal of Modern Physics B. – 2007. – Vol. 21. – No 28n29. – pp. 4875–4882. 10. Kovrov V.N. Vlijanie magnitnyh polej na mehanicheskie svojstva magnitoreologicheskix jelastomerov / V.N. Kovrov, A.I. Ostanin, K.V. Kachalin. Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N.I. Lobachevskogo. – 2011. – No 4 (2). – P. 468–469.

Надійшла (received) 20.02.2015

УДК 621.43

Ю. Ф. ГУТАРЕВИЧ, д-р. техн. наук., проф., зав. каф. «Двигуни і теплотехніка» НТУ, Київ;

С. В. КАРЕВ, канд. техн. наук., асист. каф. «Двигуни і теплотехніка» НТУ, Київ

ВПЛИВ РЕЦИРКУЛЯЦІЇ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ НА ПОКАЗНИКИ СУЧАСНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА З ВІДКЛЮЧЕННЯМ ГРУПИ ЦИЛІНДРІВ

В даній статті наведені результати експериментальних досліджень по впливу рециркуляції відпрацьованих газів, з відбором після нейтралізатора, на показники сучасного бензинового двигуна з відключенням групи циліндрів. Представлено методику визначення коефіцієнта рециркуляції відпрацьованих газів, виходячи з балансу теплоти. Визначений оптимальний коефіцієнт рециркуляції відпрацьованих газів для двигуна 6Ч 9,5/6,98 для режиму, який широко використовується в умовах експлуатації.

Ключові слова: комбінований метод регулювання потужності, рециркуляція відпрацьованих газів, бензиновий двигун, оксиди азоту, оптимальний коефіцієнт рециркуляції відпрацьованих газів.

Вступ. На кафедрі «Двигуни і теплотехніка» Національного транспортного університету продовжуються роботи по дослідженню комбінованого методу регулювання потужності (КМРП) та рециркуляції відпрацьованих газів (РВГ) на сучасному бензиновому двигуні, обладнаному нейтралізатором відпрацьованих газів (ВГ) [1;2].

Суть КМРП полягає у відключенні подачі палива в частину циліндрів двигуна в режимах малих навантажень та холостого ходу, при цьому необхідну потужність розвиває працююча група циліндрів.

За результатами експериментальних досліджень на двигуні 6Ч 9,5/6,98 отримано, що при застосуванні КМРП покращується паливна економічність в вище названих режимах [3].

Недоліком даного методу є погіршення окремих екологічних показників, зокрема зростають концентрації оксидів азоту NO_x , і, як наслідок, збільшуються сумарні масові викиди шкідливих речовин, приведені до СО. Зростання концентрацій оксидів азоту NO_x є наслідком підвищення температурного режиму працюючої групи циліндрів двигуна, що є однією з причин утворення оксидів азоту NO_x .

Одним з найбільш ефективних методів зниження концентрацій оксидів азоту NO_x є РВГ, суть якої полягає в поверненні частини ВГ з випуску знову на впуск [4].

За результатами експериментальних досліджень на двигуні 6Ч9,5/6,98 при КМРП отримано, що при застосуванні РВГ знижуються концентрації оксидів азоту NO_x , і відповідно знижуються сумарні масові викиди шкідливих речовин, приведені до СО [5; 6].

При цьому відбір ВГ здійснювався до нейтралізатора ВГ, що дозволяло збільшити коефіцієнт рециркуляції ВГ при менших значеннях діаметра каналу рециркуляції ВГ. Це досягалося внаслідок надлишкового тиску перед нейтралізатором ВГ, що забезпечувало більший перепад тисків між випускним колектором та впускним. Але при цьому на впуск поверталася частка ВГ, концентрації шкідливих речовин (ШР) в якій були вищі в порівнянні з концентраціями ШР після рециркуляції ВГ та нейтралізатора ВГ.

Мета дослідження. Дослідження впливу РВГ при відборі ВГ після нейтралізатора ВГ на показники паливної економічності та токсичності сучасного бензинового двигуна 6Ч 9,5/6,98, обладнаного нейтралізатором.

Рішення задачі. Експериментальні дослідження по впливу РВГ при відборі ВГ після нейтралізатора ВГ на показники паливної економічності та токсичності сучасного бензинового двигуна 6Ч 9,5/6,98, обладнаного нейтралізатором, проводились для навантажувального і швидкісного режиму, який широко використовується в умовах експлуатації (частота обертання колінчастого вала $n=2000 \text{ хв}^{-1}$ та відкриття дросельної заслінки $\varphi_{dp}=15^\circ$ ($\Delta P_k=30 \text{ кПа}$)).

Для визначення коефіцієнта рециркуляції ВГ, який згідно [7] є відношенням маси рециркульованих ВГ до маси всіх ВГ, на кафедрі «Двигуни і теплотехніка» Національного транспортного університету запропонована методика визначення маси рециркульованих відпрацьованих газів розрахунковим шляхом [8]. Відповідно до цієї методики, кількість рециркульованих ВГ визначається з балансу теплоти до і після змішування рециркульованих ВГ газів і повітря.

Змішування рециркульованих ВГ газів і повітря відбувається за сталого тиску. Тоді теплота компонентів до змішування і їх суміші однакова.

$$Cp_{нов} G_{нов} T_{нов} + Cp_{рвг} G_{рвг} T_{рвг} = Cp_{сум} G_{сум} T_{сум} \quad (1)$$

де $Cp_{нов}, Cp_{рвг}, Cp_{сум}$ - масові теплоємності повітря, ВГ, суміші повітря і рециркульованих ВГ при температурах $T_{нов}, T_{рвг}, T_{сум}$ відповідно;

$G_{нов}, G_{рвг}, G_{сум}$ - годинні витрати повітря, ВГ та суміші повітря і рециркульованих ВГ;

Для розрахунків ізобарні теплоємності повітря, ВГ, суміші повітря і рециркульованих ВГ визначаються для кожного компонента при заміряній експериментально температурі.

Так як $G_{сум} = G_{нов} + G_{рвг}$, то можна записати $Cp_{нов} G_{нов} T_{нов} + Cp_{рвг} G_{рвг} T_{рвг} = (G_{нов} + G_{рвг}) Cp_{сум} T_{сум}$, або $Cp_{нов} G_{нов} T_{нов} + Cp_{рвг} G_{рвг} T_{рвг} = G_{нов} Cp_{сум} T_{сум} + G_{рвг} Cp_{сум} T_{сум}$ звідси:

$$G_{рвг} = \frac{G_{нов}(Cp_{сум} T_{сум} - Cp_{нов} T_{нов})}{Cp_{рвг} T_{рвг} - Cp_{сум} T_{сум}} \quad (2)$$

Теплоємність суміші ($Cp_{сум}$) визначають через теплоємності повітря і ВГ ($Cp_{нов}, Cp_{рвг}$) в залежності від визначених температур повітря і ВГ ($T_{нов}, T_{рвг}$):

$$Cp_{сум} = \frac{G_{нов}}{G_{нов} + G_{рвг}} Cp_{нов} + \frac{G_{рвг}}{G_{нов} + G_{рвг}} Cp_{рвг} \quad (3)$$

При підстановці (3) в (2) отримуємо

$$G_{p\epsilon z} = \frac{Cp_{нов} G_{нов} (T_{сум} - T_{нов})}{Cp_{p\epsilon z} (T_{p\epsilon z} - T_{сум})} \quad (4)$$

Коефіцієнт рециркуляції розраховується за наступною залежністю, %:

$$R_{BG} = \frac{G_{p\epsilon z}}{G_n + G_{нов} + G_{p\epsilon z}} \cdot 100 \quad (5)$$

Вплив коефіцієнта рециркуляції ВГ на паливну економічність, енергетичні показники двигуна 6Ч 9,5/6,98 показано на Рис.1, з якого видно, що при збільшенні коефіцієнта рециркуляції R_{BG} , годинна витрата повітря $G_{нов}$ зменшується за рахунок заміщення частини повітря рециркульованими ВГ. У результаті цього система управління двигуна, для підтримки коефіцієнта надміру повітря α близько 1.0, зменшує циклову подачу бензину, за рахунок чого зменшується годинна витрата палива G_n і, як наслідок, зменшується ефективна потужність двигуна N_e .

У результаті перепуску ВГ, температура яких вища за температуру повітря на впуску, у впускний колектор, зростає температура суміші, за рахунок чого зростає абсолютний тиск, і відповідно зменшується розрідження у впускному колекторі ΔP_k , завдяки чому зменшуються насосні втрати на впуску.

Зі збільшенням коефіцієнта рециркуляції R_{BG} питома ефективна витрата палива g_e різко зростає до значення коефіцієнта рециркуляції $R_{BG} \approx 6\%$, після чого інтенсивність зростання зменшується.

РВГ не впливає на кут випередження запалювання θ , в наслідок чого він залишається незмінним на рівні 32° п.к.в.

На рис. 2 показано вплив коефіцієнта рециркуляції R_{BG} на концентрації шкідливих речовин з ВГ двигуна 6Ч 9,5/6,98, з якого видно, що при збільшенні коефіцієнта рециркуляції R_{BG} концентрації оксидів азоту C_{NOx} інтенсивно зменшуються до значення коефіцієнта рециркуляції $R_{BG} \approx 6\%$, після чого інтенсивність зменшення знижується. Зменшення концентрацій оксидів азоту C_{NOx} пояснюється тим, що ВГ, потрапивши в циліндри двигуна, діють як активні центри на початку реакції згорання [9], але разом з тим збільшують кількість баластних компонентів, сповільнюючи протікання реакції окислення і знижуючи її температуру, що, згідно з термохімічною теорією утворення оксидів азоту Зельдовича Я.Б. [10], уповільнює реакцію утворення оксидів азоту NO_x .

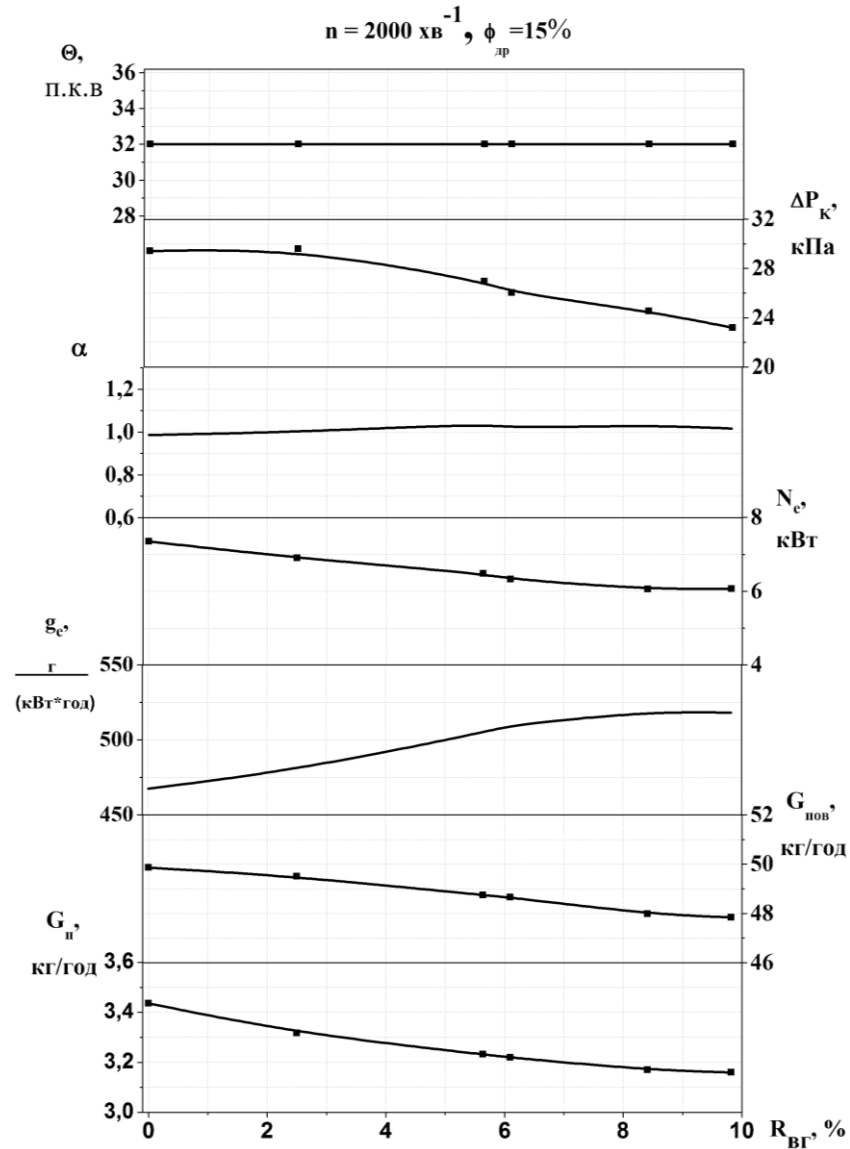


Рисунок 1 – Вплив коефіцієнта рециркуляції ВГ на показники паливної економічності та енергетичні показники двигуна 6Ч 9,5/6,98

При збільшенні коефіцієнта рециркуляції R_{BG} концентрації монооксиду вуглецю C''_{CO} та двооксиду вуглецю C''_{CO_2} залишаються майже незмінними за рахунок підтримки системою управління двигуна складу паливоповітряної суміші близького до стехіометричного ($\alpha=1$).

Концентрації вуглеводнів $C'_{C_mH_n}$ дещо зростають, що можна пояснити зменшенням температури циклу.

Оптимальний коефіцієнт рециркуляції R_{BG} визначається в залежності від інтенсивності протікання питомої ефективної витрати палива g_e та концентрації оксидів азоту NO_x , для цього визначена похідна першого порядку (Рис.3) цих величин відносно коефіцієнта рециркуляції R_{BG} .

Відповідно до похідної концентрації оксидів азоту dC'_{NO_x} , інтенсивне зменшення концентрацій оксидів азоту відбувається до значення коефіцієнта рециркуляції $R_{BG} \approx 6\%$, після чого інтенсивність зменшується.

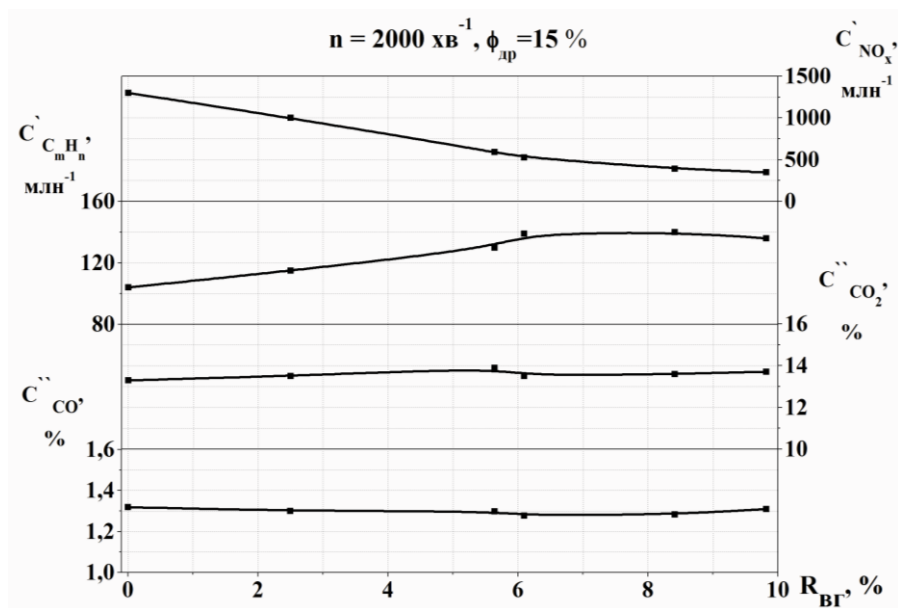


Рисунок 2 – Вплив коефіцієнта рециркуляції ВГ на показники токсичності двигуна 6Ч9,5/6,98

Питома ефективна витрата палива g_e зростає практично пропорційно величині R_{BG} до значення $R_{BG} \approx 6,2\%$, після чого інтенсивність зростання знижується.

Тому для даного швидкісного і навантажувального режиму з точки зору зміни паливної економічності g_e та зміни концентрацій оксидів азоту C'_{NO_x} доцільно підтримувати коефіцієнт рециркуляції в межах $6 \dots 6,5\%$.

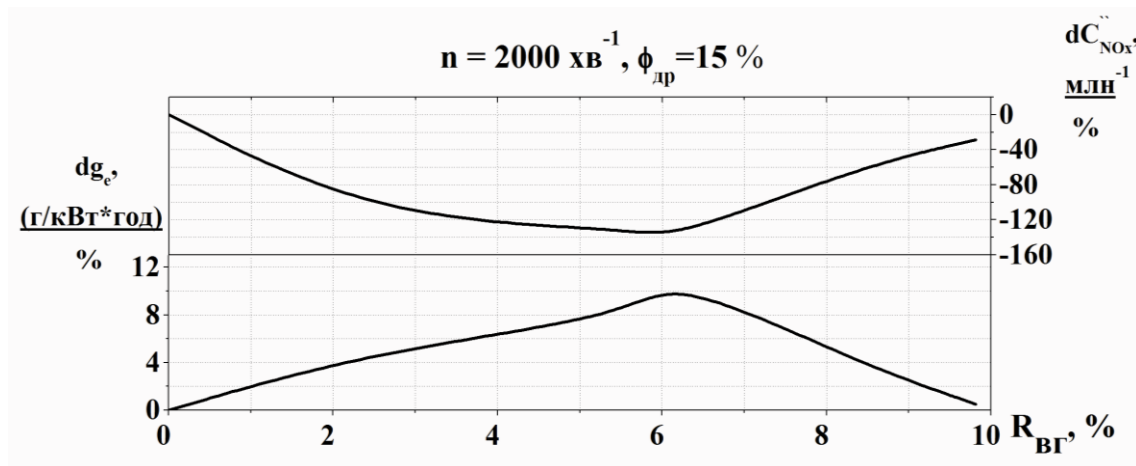


Рисунок 3 – Похідні першого порядку питомої ефективної витрати палива g_e та концентрації оксидів азоту NO_x відносно коефіцієнта рециркуляції R_{BG}

Висновки. Дослідження впливу РВГ при відборі ВГ після нейтралізатора ВГ на показники паливної економічності та токсичності сучасного бензинового двигуна 6Ч9,5/6,98, обладнаного нейтралізатором, при застосуванні КМРП показали:

- система управління двигуна забезпечує роботу двигуна зміною циклової подачі палива на стехіометричній паливоповітряній суміші в незалежності від зміни коефіцієнта рециркуляції ВГ R_{BG} ;
- РВГ з відбором ВГ після нейтралізатора дозволяє суттєво зменшити концентрацію оксидів азоту C_{NOx} , концентрації монооксиду вуглецю C_{CO} та двооксиду вуглецю C_{CO2} залишилися майже незмінними, а концентрації вуглеводнів C_{CmHn} незначно зростають;
- РВГ призвела до зменшення годинної витрати палива G_p і, як наслідок, зменшення ефективної потужності двигуна N_e ;
- при збільшенні коефіцієнта РВГ питома ефективна витрата палива g_e різко зростає до значення коефіцієнта рециркуляції $R_{BG} \approx 6\%$, після чого інтенсивність зростання зменшується;
- відповідно до отриманих похідних залежності питомої ефективної витрати палива g_e та концентрацій оксидів азоту C_{NOx} , оптимальний коефіцієнт рециркуляції R_{BG} знаходиться в межах 6...6,5%.

Список літератури: 1. *Сирота О.В.* Розробка системи відключення і включення групи циліндрів для керування двигуном з впорскуванням бензину. / *О.В. Сирота* // *Materiały XIX konferencji międzynarodowej "Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojezdnych. Zarządzanie i marketing w motoryzacji"* SAKON'08. – Rzeszów: Politehnika Rzeszowska. – 2008. – С. 145–150. 2. *Карев С.В.* Разработка комбинированного метода регулирования мощности современного бензинового двигателя / *Карев С.В., Сирота А.В.* // *Энергоэффективные технологии в транспортных системах будущего. Международная молодежная конференция. Сборник тезисов и статей международной молодежной конференции МГТУ «МАМИ»* – М., МГТУ «МАМИ», 2011. – 156 с. – С.75–79. 3. *Сирота О.В.* Експериментальні дослідження двигуна з впорскуванням бензину і зворотнім зв'язком при застосуванні комбінованого методу регулювання потужності / *О.В. Сирота* // *Вісник НТУ*. – К.: НТУ, 2008. – № 17, С. 95 – 101. 4. *Ковбасенко С.В.* Покращення екологічних показників двигуна з відключенням групи циліндрів шляхом застосування рециркуляції відпрацьованих газів // *Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів: Зб. наук. пр.* – Київ, УТУ, ТАУ. – Вип. 6. – 1999. – С. 33–37. 5. *Гутаревич Ю.Ф.* Удосконалення комбінованого методу регулювання потужності сучасного бензинового двигуна / *Гутаревич Ю.Ф., Карев С.В.* // *Вісник Національного транспортного університету*. – К: НТУ, 2011. – Випуск 23. – 230 с. – С.114-117. 6. *Карев С.В.* Аналіз впливу рециркуляції відпрацьованих газів на зменшення викидів шкідливих речовин двигунами з іскровим запалюванням / *LXV науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету*. – К: НТУ, 2009. – 440 с. – С.28. 7. *Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ* / за ред. проф. *А.П.Марченка* та засл. діяча науки України проф. *А.Ф.Шеховцова*. – Харків: Прапор, 2004. – 360с. 8. *Гутаревич Юрій* Вплив рециркуляції відпрацьованих газів на паливну економічність та екологічні показники сучасного бензинового двигуна/ *Гутаревич Юрій, Карев Станіслав*/ *System sandmeans of motor transport (selected problems)*, Rzeszow 2011 – С.141-147. 9. *Звонов В.А.* Образование загрязнений в процессах сгорания. – Луганск: Издательство восточно- украинского государственного университета, 1998. – 126 с. 10. *Зельдович Я.Б.* Окисление азота при

горении / Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А.// – М.: Изд-во АН СССР, 1946. – 145 с.

Bibliography (transliterated): 1. Syrota O.V. Rozrobka systemy vidklyuchennya i vkluchennya hrupy tsylindriv dlya keruvannya dvyhunom z vporskuvanniam benzynu. / O.V. Syrota . Materiały XIX konferencji międzynarodowej "Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojezdnych. Zarządzanie i marketing w motoryzacji" SAKON'08. – Rzeszów: Politehnika Rzeszowska. – 2008. – P. 145–150. 2. Karev S.V. Razrabotka kombynyrovannoho metoda rehulyrovanyya moshchnosti sovremennoho benzynovoho dvyhatela / Karev S.V., Syrota A.V. Enerhoeffektyvnye tekhnolohyy v transportnykh systemakh budushcheho. Mezhdunarodnaya molodezhnaya konferentsyya. Sbornyk tezysov i stattey mezhdunarodnoy molodezhnoy konferentsyy MHTU «MAMY» – Moscow, MHTU «MAMY», 2011. – 156 p. – P.75-79. 3. Syrota O.V. Eksperymental'ni doslidzhennya dvyhuna z vporskuvanniam benzynu i zvorotnim zv'yazkom pry zastosuvanni kombinovanoho metodu rehulyuvannya potuzhnosti/ O.V. Syrota . Visnyk NTU. – Kiev: NTU, 2008.– # 17, P. 95 – 101. 4. Kovbasenko S.V. Pokrashchennya ekolohichnykh pokaznykiv dvyhuna z vidklyuchenniam hrupy tsylindriv shlyakhom zastosuvannya retsyrkulyatsiyi vidprats'ovanykh haziv . Systemni metodi keruvannya, tekhnolohiya ta orhanizatsiya vyrobnytstva, remontu i ekspluatatsiyi avtomobiliv: Zb. nauk. pr. – Kiev, UTU, TAU. – Vyp. 6. – 1999. – P. 33–37 5. Hutarevych Yu.F. Udoshkonalennya kombinovanoho metodu rehulyuvannya potuzhnosti suchasnoho benzynovoho dvyhuna / Hutarevych Yu. F., Karev S.V. Visnyk Natsional'noho transportnoho universytetu. – Kiev: NTU, 2011. – Vypusk 23. – 230 p. –P.114–117. 6. Karev S.V. Analiz vplyvu retsyrkulyatsiyi vidprats'ovanykh haziv na zmeshennya vykydiv shkidlyvykh rehovyn dvyhunamy z iskrovym zapalyuvanniam / LXV naukovopraktychna konferentsiya naukovopedagogichnykh pratsivnykiv, aspirantiv, studentiv ta strukturnykh pidrozdiliv universytetu. – Kiev: NTU, 2009. – 440 p. – P.28. 7. Dvyhuny vnutrishn'oho zhoryannya: Seriya pidruchnykiv u 6 tomakh. T.5. Ekolohizatsiya DVZ / zared.. prof. A.P. Marchenkatazasl. diyacha nauky Ukrayiny prof. A.F. Shekhovtsova. – Kharkiv: Prapor, 2004. – 360p. 8. Hutarevych Yuriy Vplyv retsyrkulyatsiyi vidprats'ovanykh haziv na palyvnu ekonomichnist' ta ekolohichni pokaznyky suchasnoho benzynovoho dvyhuna/ Hutarevych Yuriy, Karev Stanislav/ System sandmeans of motortransport (selected problems), Rzeszow 2011 – P. 141 – 147. 9. Zvonov V.A. Obrazovanye zahryaznenyy v protsessakh shoranyya. – Luhansk: Yzdatel'stvo vostochno-ukraynskoho hosudarstvennoho unyversyteta, 1998. – 126 p. 10. Zel'dovych Ya.B. Okysleneya zotapryhorenny / Zel'dovych Ya.B., Sadovnykov P.Ya., Frank-Kamenetsky D.A. – Moscow: Yzd-vo AN SSSR, 1946. – 145 p.

Надійшла (received) 27.02.2015

УДК 656.13.002.3

М. И. НАГЛЮК, ассистент ХНАДУ, Харьков;
А. Б. ГРИГОРОВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;
И. С. НАГЛЮК, д-р техн. наук, доц. ХНАДУ

ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА АНТИФРИЗОВ И КОРРЕЛЯЦИОННАЯ СВЯЗЬ С ЭЛЕКТРОПРОВОДНОСТЬЮ

Получены зависимости изменения показателей качества антифризов (плотности, вязкости, водородного показателя, электропроводности) от количества израсходованного топлива при эксплуатации легковых автомобилей. Приведены значения коэффициентов корреляции электропроводности с показателями качества антифриза: плотностью, водородным показателем, концентрацией продуктов коррозионного изнашивания, величиной коррозионного воздействия на металлы и температуры антифриза. Предлагается производить смену антифриза индивидуально на конкретном автомобиле по фактическому состоянию на основании диагностической информации изменения показателей качества.

Ключевые слова: антифриз, топливо, показатели качества, корреляция, электропроводность, автомобиль, эксплуатация.

Введение. Увеличение парка автомобилей зарубежного и отечественного производства требует особого внимания направленного на повышение надёжности, долговечности и уменьшения экологического ущерба наносимого окружающей среде, а также снижению расхода топлива, смазочных материалов и технических жидкостей при эксплуатации. Реализация ресурса заложенного в двигателе и его системах возможна только при использовании эксплуатационных материалов современного поколения, полностью соответствующих по эксплуатационным свойствам их конструкционным особенностям и условиям эксплуатации.

На сегодняшний день антифризы являются одним из основных функциональных элементов системы охлаждения двигателя определяющим надёжность и эффективность их работы при эксплуатации автомобилей. Качество антифризов и конструкция двигателя взаимосвязаны и дополняют друг друга. Постоянное совершенствование конструкции двигателей и его систем в направлении улучшения условий работы в них антифризов и повышения качества самого антифриза, позволяет обеспечивать надёжную работу и снизить скорость коррозионного изнашивания узлов и деталей системы охлаждения двигателей.

Регламентированные сроки смены антифризов не всегда обоснованы ввиду применения двигателей различных моделей и модификаций, работающих в неодинаковых условиях эксплуатации. Качественные антифризы, как правило, к сроку замены не исчерпывают запаса своих эксплуатационных свойств и могут работать дольше без снижения надёжности деталей системы охлаждения силовых агрегатов.

Использование не качественного антифриза приводит к преждевременным отказам в работе системы охлаждения двигателя: выходу из строя радиатора, вследствие его коррозионного изнашивания или закупорки трубок; набухание резиновых шлангов приводит к утечкам; сильное вспенивание ухудшает охлаждение и приводит к перегреву теплонапряжённых деталей двигателя.

Анализ исследований и публикаций. Стремление к повышению надёжности, экономичности и экологической безопасности автомобилей требует повышения ресурса их узлов и деталей, которое зависит от состояния применяемых эксплуатационных материалов. В случаях потери антифризом работоспособности снижается ресурс и увеличивается вероятность отказа узлов и деталей систем

© М.И. Наглюк, А.Б. Григоров, И.С. Наглюк, 2015

двигателя, которую своевременно предупредить не предоставляется возможным из-за отсутствия информации о работавшем антифризе [1, 2, 3].

Для снижения отказов в работе систем охлаждения двигателя, во время эксплуатации, необходимо своевременное обнаружение изменения основных показателей качества антифриза и устранения причин его возникновения.

Одним из показателей качества охлаждающей жидкости является электропроводность антифриза. Вопросы, связанные с электропроводностью жидкостей рассматриваются научной общественностью достаточно давно. Результаты измерений электропроводности стандартных растворов, различных углеводородных жидкостей, чистых и отработанных масел при различных температурах можно встретить во многих литературных источниках [4, 5, 6-9].

Цель исследований, постановка задач. Целью работы является исследование изменения основных показателей качества антифриза различных производителей при работе автомобилей в разных условиях эксплуатации от количества израсходованного топлива, а также выявление корреляционной связи между электропроводностью и показателями качества антифризов.

Материалы и результаты исследований. Для определения фактического состояния охлаждающей жидкости и ее замены, необходимо производить периодический контроль. Как правило, периодом является величина, которая измеряется в километрах пробега, количестве израсходованного топлива или времени (месяц, год). Во время эксплуатации автомобиля происходит изменение основных показателей качества антифриза и электропроводности (рис.1, 2, 3, 4).

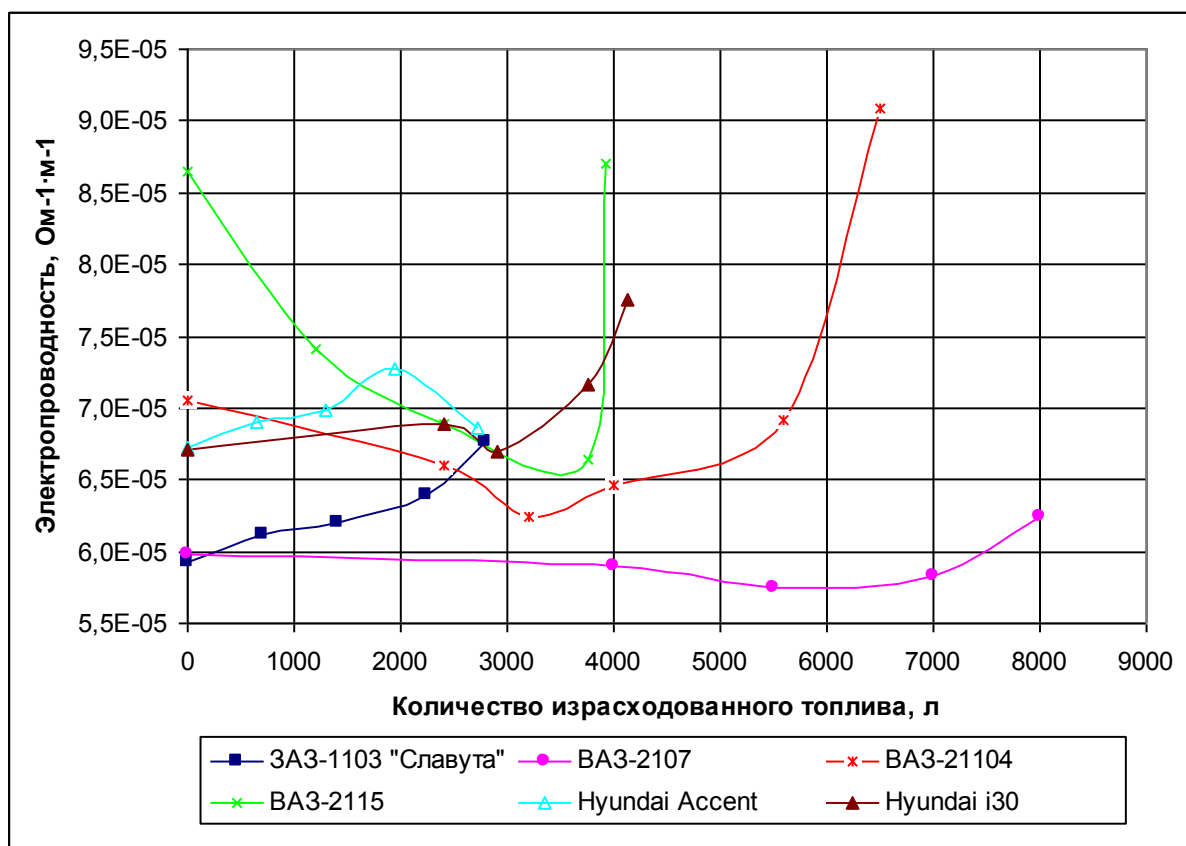


Рисунок 1 – Изменение электропроводности антифризов от количества израсходованного топлива при эксплуатации легковых автомобилей

Наблюдения за изменением электропроводности антифризов от количества израсходованного топлива показало, что в одних автомобилях она снижается, а в других увеличивается.

Увеличение или снижение плотности антифриза (рис.2) от начальных значений приводит к повышению температуры начала кристаллизации антифриза.



Рисунок 2 – Изменение плотности антифриза от количества израсходованного топлива:

- – ВАЗ-2107 (ТОСОЛ TC FELIX-40); △ – Hyundai i30 (антифриз Shell SKY G11);
- × – 3АЗ-1103 (ТОСОЛ А-40); ○ – ВАЗ-2115 (антифриз FELIX CARBOX G12);
- – Hyundai Accent (антифриз Shell G11); ◇ – ВАЗ-21104 (антифриз SWAG).



Рисунок 3 – Изменение водородного показателя антифриза от количества израсходованного топлива: ● 1 – ВАЗ-2107 (ТОСОЛ TC FELIX-40); □ 2 – Hyundai Accent (антифриз Shell G11); ○ 3 – ВАЗ-2115 (антифриз FELIX CARBOX G12); ◇ 4 – ВАЗ-21104 (антифриз SWAG).



Рисунок 4 – Изменение кинематической вязкости антифриза от количества израсходованного топлива: ● 1 – BA3-2107 (ТОКОЛ TC FELIX-40); □ 2 – Hyundai Accent (антифриз Shell G11); ○ 3 – BA3-2115 (антифриз FELIX CARBOX G12); ◇ 4 – BA3-21104 (антифриз SWAG).

Для установления срока службы антифриза по его фактическому состоянию, индивидуально по конкретному автомобилю, необходимо осуществлять постоянное диагностирование, то есть контроль качества антифриза путем проведения физико-химического анализа его проб. Следует, однако, отметить, что такой контроль сопряжен со значительными трудностями, что обусловлено, в частности, необходимостью в эксплуатирующих организациях иметь специальные химические лаборатории, постоянный штат сотрудников, соответствующее оборудование, реактивы и т.п. Поэтому необходим, интегральный браковочный параметр антифриза, который характеризовал бы его состояние в целом и определение, которого не занимало бы много времени, таким показателем может быть электропроводность антифриза.

Коэффициенты корреляции между переменными величинами электропроводности и показателями, характеризующими свойства антифриза, были получены с помощью статистического анализа и обработки данных [10].

Формула для расчета коэффициента корреляции имеет следующий вид

$$|r| = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y})}{(n-1) \cdot S_x \cdot S_y}, \quad (1)$$

где x_i – определяемая величина показателя качества;

y_i – измеряемая величина параметра;

$\bar{x}$ – среднее значение величины показателя качества;

$\bar{y}$ – среднее значение параметра;

S_x и S_y – выборочные дисперсии.

В результате исследований коэффициенты корреляции составили:

– для зависимости величины параметра электропроводности (χ) от температуры $r = 0,93 \dots 0,95$;

– для зависимости величины параметра электропроводности (χ) от плотности $r = 0,29 \dots 0,35$;

– для зависимости величины параметра χ от водородного показателя $r = 0,69 \dots 0,72$;

– для зависимости величины параметра χ от концентрации продуктов коррозионного изнашивания $r = 0,96 \dots 0,97$;

– для зависимости величины параметра χ от величины коррозионного воздействия на металлы $r = 0,13 \dots 0,38$;

Полученные значения коэффициентов корреляции подтверждают корреляционную связь с основными показателями, характеризующими свойства антифризов.

Выводы. Диагностируя состояние антифриза различных производителей по электропроводности и основным показателям качества, можно с большей достоверностью утверждать о работоспособности двигателя на этих антифризах, сроках их замены и техническом состоянии систем и механизмов двигателя.

Список литературы: 1. Гурьянов Ю.А. Предупреждение аварийных ситуаций при эксплуатации машин общехозяйственного назначения средствами диагностики / Ю.А. Гурьянов // Вестник Челябинского государственного агроинженерного университета. – 1999. – Т.28. – С. 19–23. 2. Драгомиров С. Г. Фильтры для очистки охлаждающей жидкости в автомобильных двигателях / С. Г. Драгомиров, М. Шкапцова, А. Глинкин // Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств: материалы XIII междунар. науч.- практич. конф., 28 – 29 октября 2009 г. – Владимир: ВлГУ, 2009. – С. 307–311. 3. Безюков О. К. Формализация процессов старения охлаждающих жидкостей ДВС / О. К. Безюков, В. А. Жуков, О. В. Жукова // Двигатели внутреннего сгорания : науч.-техн. журнал. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 1989. – № 2. – С.105–109. 4. Венцель Е. С. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел / Е. С. Венцель, С. Г. Жалкин, Н. И. Данько. – Харьков: УкрГАЗТ, 2003. – 168с. 5. Белоусов А.И. Измерение удельной объемной электропроводимости углеводородных жидкостей / А. И. Белоусов, И.В. Рожков, Е.М. Бушueva // Химия и технология топлив и масел. – 1985. – № 3. – С. 35–36. 6. Богородицкий Н.П. Электротехнические материалы / Н.П. Богородицкий, В.В. Пасынков, Б.М. Тареев. – Л.: «Энергия», 1977. – 352 с. 7. Наглюк М.И. Электропроводность антифриза и концентрация продуктов коррозии / М. И. Наглюк // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. –2009.– Выпуск 25. – С. 21 – 23. 8. Адамчевский И. Электрическая проводимость жидких диэлектриков / И. Адамчевский. – Л.: Энергия, 1972. – 286 с. 9. Наглюк М.И. Влияние температуры на изменение электрической проводимости / М.И. Наглюк // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр.– 2011.– Выпуск 29. – С. 224 – 226. 10. STATISTICA 6. Статистический анализ данных / [сост. А.А. Халафян]. – М.: ООО «Бином - Пресс», 2007. – 512 с.

Bibliography (transliterated): 1. Gur'yanov Yu. A. "Preduprezhdenie avariynykh situatsiy pri ekspluatatsii mashin obshchekhozyaystvennogo naznacheniya sredstvami diagnostiki." Vestnik Chelyabinskogo gosudarstvennogo agroinzhenernogo universiteta. Vol. 28, 1999. 19–23. Print. 2. Dragomirov S. G., M. Shkaptsova, A. Glinkin "Fil'try dlya ochistki okhlazhdayushchey zhidkosti v avtomobil'nykh dvigatelyakh." Aktual'nye problemy ekspluatatsii avtotransportnykh sredstv: materialy XIII mezhhdunar. nauch.-praktich. konf. Vladimir: VIGU, 2009. 307–311. Print. 3. Bezyukov O. K., V. A. Zhukov, O. V. Zhukova "Formalizatsiya protsessov stareniya okhlazhdayushchikh zhidkostey DVS." Dvigateli vnutrennego sgoraniya: nauch.-tekhn. zhurnal. Kharkov: NTU "KhPI". No 2. 1989. 105–109. Print. 4. Ventsel' E.S., S.G. Zhalkin, N. I. Dan'ko Uluchshenie kachestva i povyshenie srokov sluzhby neftyanykh masel. Kharkiv: UkrGAZhT, 2003. Print. 5. Belousov A.I., I.V. Rozhkov, E. M. Bushueva "Izmerenie udel'noy ob'emnoy elektroprovodimosti uglevodorodnykh zhidkostey." Khimiya i tekhnologiya topliv i masel. No 3. 1985. 35–36. Print. 6. Bogoroditskiy N. P., V. V. Pasyнков, B. M. Tareev. Elektrotekhnicheskie materialy. Leningrad: Energiya, 1977. Print. 7. Naglyuk M.I. "Elektroprovodnost' antifrizi i kontsentratsiya produktov korrozii." Avtomobil'nyy transport: sb. nauch. tr. No 25. 2009. 21–23. Print. 8. Adamchevskiy I. Elektricheskaya provodimost' zhidkikh dielektrikov. Leningrad: Energiya, 1972. Print. 9. Naglyuk M. I. " Vliyanie temperatury na izmenenie elektricheskoy provodimosti." Avtomobil'nyy transport: sb. nauch. tr. No 29. 2011. 224–226. Print. 10. Khalafyan A. A. STATISTICA 6. Statisticheskiy analiz dannykh. Moscow: ООО "Binom – Press", 2007. – 512 p.

Поступила (received) 02.02.2015

УДК 629.3.07:631.372

О. В. ЗАХАРЧУК, канд. техн. наук, ст. викладач Луцького НТУ

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПЕРЕОБЛАДНАННЯ МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ДЛЯ РОБОТИ НА ПРИРОДНОМУ ГАЗІ

Визначено економічну ефективність переобладнання сільськогосподарської техніки для роботи на природному газі, враховуючи аспекти переобладнання техніки та забезпечення її паливом. Основним критерієм економічної ефективності використання техніки з газовими двигунами є зменшення витрат на паливо. Для забезпечення техніки природним газом в умовах сільськогосподарського господарства можливо застосування пересувного автомобільного газового заправника. Річний економічний ефект від експлуатації парку техніки з газовими двигунами буде 48943 грн. Термін окупності інвестицій – 5 років.

Ключові слова: мобільна техніка, газовий двигун, природний газ, економічна ефективність, термін окупності.

Вступ. Відомо, що собівартість продукції аграрного сектору значною мірою залежить від витрат на моторне паливо для сільськогосподарської техніки. В якості двигунів на такій техніці використовуються, переважно, дизелі. В той час, коли ціни на нафтові палива безперервно зростають, ціна природного газу залишається приблизно в два рази меншою за ціну рідких моторних палив. Тому пропонується переведення мобільної техніки сільськогосподарських підприємств на моторне паливо з хорошими показниками, яким є природний газ.

Переобладнують в газові як бензинові двигуни, так і дизелі. Переобладнання бензинових двигунів у газові є найбільш простим і дешевим. У даний час експлуатується певна кількість бензинових автомобілів (ГАЗ, ЗИЛ), які працюють на стиснутому природному газі (СПГ), але кількість таких автомобілів з кожним роком зменшується, у зв'язку із заміщенням бензинових двигунів дизелями на автомобільних заводах. Крім того, у процесі переобладнання бензинових двигунів у газові для роботи на природному газі, втрата потужності досить суттєва і становить більше 20 % [1].

Були зроблені спроби використання газового палива шляхом переобладнання дизелів у газодизелі (автомобілі КамАЗ, МАЗ та трактори К-700А, К-701, Т-150, МТЗ-80/82)[2, 3]. Але газодизелі, які працювали на суміші газу і дизельного палива, виявили ряд недоліків: значно складніша система живлення, зменшення терміну служби розпилювачів форсунок, неповне заміщення дизельного палива газом, необхідність зберігання запасів двох видів палива на мобільному засобі. Тому газодизелі не набули поширення на сільськогосподарській техніці.

Створення газових двигунів, які мають найкращі економічні та екологічні показники, свідчить про переваги конвертації дизелів у газові двигуни з іскровим запалюванням [4, 5, 6, 7, 8, 9].

Аналіз основних досягнень і літератури. У роботі [10] виконувались дослідження економічної ефективності експлуатації трактора МТЗ-82 з газовим двигуном з іскровим запалюванням. Показано, що термін окупності інвестицій на переобладнання трактора становить 8 місяців. При коефіцієнті завантаження двигуна 75 та 50 % чистий дохід від експлуатації трактора з газовим двигуном вищий на 37 та 65 % відповідно, у порівнянні з трактором із газодизелем.

У роботі [11] проводився аналіз застосування природного газу в якості моторного палива в аграрному секторі економіки. Експлуатація газобалонної техніки в умовах різноманітних господарств показала свою ефективність. Термін окупності капітальних вкладень у переобладнання техніки становить від 3 місяців до 1,2 роки. Використання СПГ дозволяє знизити собівартість продукції аграрного виробництва до 10 %.

© О.В. Захарчук, 2015

У роботі [12] виконувались дослідження щодо обґрунтування економічної ефективності переобладнання колісного трактора для роботи на природному газі. Економічні розрахунки показали, що переобладнання дизеля у газовий двигун на колісному тракторі МТЗ-80 дасть значний економічний ефект. Термін окупності інвестицій – 0,65 роки.

У виконаних раніше роботах не було досліджено економічну ефективність від використання СПГ у сільськогосподарській техніці, враховуючи аспекти переобладнання техніки та забезпечення її паливом.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою дослідження є визначення економічного ефекту від переобладнання мобільної сільськогосподарської техніки використанням газового палива та від використання пересувного газового заправника.

Матеріали досліджень. Економічну ефективність переобладнання техніки для роботи на СПГ можна визначити за методикою, наведеною у роботі [12].

Економічний ефект від застосування СПГ на техніці визначається за залежністю:

$$E_3 = \frac{E_{e.в.}}{K}, \quad (1)$$

де $E_{e.в.}$ – річна сума економії експлуатаційних витрат;

K – розмір інвестицій (в нашому випадку – витрати на переобладнання колісних тракторів, придбання пересувного автомобільного газового заправника (ПАГЗ) з тягачем та переобладнання вантажного автомобіля для транспортування ПАГЗ).

Термін окупності інвестицій:

$$T_{ок} = \frac{K}{E_{e.в.}}. \quad (2)$$

Собівартість транспортної роботи техніки з різними двигунами визначається:

$$S = \Phi ЗП_{вод} + B_n + B_{ТОПР} + B_{нв}, \quad (3)$$

де $\Phi ЗП_{вод}$ – фонд заробітної плати водіїв;

B_n – витрати на паливо;

$B_{ТОПР}$ – витрати на ТО і ПР;

$B_{нв}$ – накладні витрати.

Річна сума економії експлуатаційних витрат – це різниця собівартості транспортної роботи техніки до модернізації та техніки після модернізації:

$$E_{e.в.} = S_{диз} - S_{газ}. \quad (4)$$

Річний економічний ефект від застосування модернізованої техніки:

$$E_p = E_{e.в.} - E_H \cdot K, \quad (5)$$

де E_H – нормативний коефіцієнт порівняльної економічної ефективності інвестицій для об'єктів нової техніки.

Переобладнання техніки з дизельним двигуном для роботи на СПГ включає в себе демонтаж системи живлення, зменшення ступеня стиску та забезпечення нормального протікання робочого процесу за циклом Отто, тобто встановлення іскрової системи запалювання

та додаткового газового обладнання для зберігання і подачі газу у циліндри двигуна, заміна привода керування регулятором частоти обертання дизеля на привод керування дросельними заслінками газоповітряного змішувача, виконання необхідних регулювань систем живлення та запалювання, випробування техніки пробігом. При цьому необхідно виконувати вимоги нині діючих нормативно-технічних документів, що регламентують переобладнання мобільної техніки для роботи на СПГ.

Потужність переобладнаних з дизеля газових двигунів з іскровим запалюванням під час роботи на СПГ буде такою ж, як і у базових дизелів, тому продуктивність техніки з таким двигуном не змінюється. Очевидно, що за рахунок використання дешевшого палива, собівартість транспортної роботи зменшиться, не зважаючи на те, щосередні експлуатаційні витрати газового палива на 15–25 % більші у порівнянні з дизельним паливом. Витрата 1 м³ газу еквівалентна витраті 1 л дизельного палива [13]. Моторесурс газового двигуна у перерахунку на пробіг до капітального ремонту приблизно на 20 % більший у порівнянні з дизелем [13].

Вихідні дані для розрахунку зводяться у таблицю 1.

Таблиця 1 – Вихідні дані для розрахунку економічного ефекту від переобладнання колісного трактора з газовим двигуном

№ з/п	Показник	Одиниці вимірювання	Значення показника	
			базовий колісний трактор МТЗ-80	модернізований колісний трактор МТЗ-80
1.	Кількість техніки	шт.	1	1
2.	Собівартість транспортної роботи	грн.	89667	78043
3.	Сукупні інвестиції у переобладнання	грн.	0	16500
4.	Середній річний пробіг	тис. км.	17,5	17,5
5.	Моторесурс трактора у перерахунку на пробіг до капітального ремонту	тис. км.	150	180
6.	Лінійна норма витрати палива	л/100 км м ³ /100 км	16,0	19,0
7.	Ціна палива (за цінами початку грудня 2014 р.)	грн./л грн./м ³	16,5	9,7

Річна собівартість транспортної роботи колісного трактора з різними двигунами: з дизелем – 89667 грн, з газовим двигуном – 78043 грн.

Річна сума економії експлуатаційних витрат складатиме 11624 грн.

Річний економічний ефект від експлуатації техніки з газовими двигунами буде 9149 грн.

Термін окупності інвестицій – 1,4 роки.

Застосування СПГ в якості моторного палива на сільськогосподарській техніці, на сьогоднішній час, не набуло поширення. Основною причиною непопулярності СПГ у аграрній сфері є відсутність газонаповнювальних компресорних станцій у сільській місцевості.

Зараз заправка техніки СПГ технічно можлива практично у кожному населеному пункті, куди підведений природний газ. Промисловість випускає малогабаритні компресори, які

приєднуються до газопроводу середнього тиску. Але для забезпечення СПГ мобільної техніки доцільно використовувати ПАГЗ.

Забезпечення сільськогосподарської техніки СПГ в умовах господарства можливе застосуванням ПАГЗ, який призначений для транспортування, зберігання та заправки техніки безкомпресорним способом, на місці виконання робіт. На ринку України реалізуються декілька видів ПАГЗ, які в основному відрізняються об'ємом газу, що транспортується. Технічні характеристики деяких ПАГЗ наведено в табл.2. ПАГЗ можуть транспортуватись сідельними тягачами КамАЗ-54115, МАЗ-64229, КрАЗ-6443 та ін. на напівпричепі ОдАЗ-9385.

Для транспортування, зберігання та заправки СПГ було вибрано ПАГЗ 2800-32 з сідельним тягачем КамАЗ-54115. Вартість ПАГЗ з тягачем становить 700000 грн.

Таблиця 2 – Технічні характеристики ПАГЗ 3700-25 та ПАГЗ 2800-32

№	Найменування	ПАГЗ 3700-25	ПАГЗ 2800-32
1.	Максимальний робочий тиск СПГ, МПа	25	25-32
2.	Кількість балонів, шт.	24	10
3.	Об'єм СПГ, який транспортується, м ³	3700	2800
4.	Робочий тиск заправки, МПа	20	20
5.	Кількість одночасної заправки, шт.	2	2
6.	Середній час заправки, хв.	10	10
7.	Вага обладнання, кг	21000	16000
8.	Повна маса, кг	25800	24000
9.	Середня ціна без тягача, грн.	975000	450000

Витрати на переобладнання колісних тракторів МТЗ-80 та ПАГЗ на базі КамАЗ-54115 включають в себе витрати на придбання обладнання та комплектуючих: вартість газового обладнання (газові металопластикові балони, газові редуктори та ін.), вартість комплекту системи запалювання (переривач-розподільник, котушка і комутатор запалювання та ін.), вартість виготовлення оригінальних вузлів (привод переривача-розподільника, привод дросельної заслінки, впускний трубопровід, касета для кріплення газових балонів та ін.) вартість додаткових покупних деталей та матеріалів, заробітну плату виконавців робіт.

Вихідні дані для розрахунку економічного ефекту від переобладнання ПАГЗ для роботи на СПГ зведено у таблицю 3.

Таблиця 3 – Вихідні дані для розрахунку економічного ефекту від переобладнання ПАГЗ для роботи на СПГ

№ з/п	Показник	Одиниці вимірювання	Значення показника	
			Базовий ПАГЗ на базі КамАЗ-54115	Модернізований ПАГЗ на базі КамАЗ-54115
1.	Кількість техніки	шт.	1	1
2.	Собівартість транспортної роботи	грн.	164186	144613
3.	Сукупні інвестиції у переобладнання	грн.	0	19100
4.	Середній річний пробіг	тис. км.	8	8

Закінчення таблиці 3

5.	Моторесурс двигуна у перерахунку на пробіг до капітального ремонту	тис. км.	800	950
6.	Лінійна норма витрати палива	л/100 км м ³ /100 км	24,0	30,0
7.	Ціна палива (за цінами початку грудня 2014 р.)	грн./л грн./м ³	16,5	9,7

Результати досліджень. Річна собівартість транспортної роботи 15 колісних тракторів з різними двигунами: з дизелем – 1345005 грн, з газовим двигуном – 1170645 грн. Річна собівартість транспортної роботи ПАГЗ з різними двигунами: з дизелем – 164186 грн, з газовим двигуном – 144613 грн.

Річна сума економії експлуатаційних витрат складатиме 193933 грн.

Річний економічний ефект від експлуатації парку техніки з газовими двигунами буде 48943 грн.

Термін окупності інвестицій – 5 років.

Висновки. Застосування СПГ в якості моторного палива на сільськогосподарській техніці показало наступні переваги: досягнення значного економічного ефекту, стабільне забезпечення техніки паливом, покращення екологічних показників та збільшення ресурсу двигунів. Річна сума економії експлуатаційних витрат складає 193933 грн за рахунок використання більш дешевого палива. Термін окупності інвестицій на переобладнання та створення інфраструктури заправки складає 5 років. Моторесурс газових двигунів приблизно на 20 % більший у порівнянні з дизелями. Це створює умови для використання у сільському господарстві значно дешевшого і екологічно чистого палива. З точки зору інвестицій, впровадження СПГ на сьогоднішній день актуальне з огляду на малі терміни окупності капітальних вкладень.

Наступним етапом досліджень буде розрахунок економічного ефекту від впровадження сільськогосподарськими підприємствами власних газонаповнювальних станцій. Використання таких станцій дозволяє зменшити вартість природного газу, порівняно з існуючими державними заправками на 50...55 %.

Список літератури: 1. Луканин В.Н. Сравнительный анализ конвертации жидкотопливных двигателей в двигатели, питаемые природным газом / В.Н. Луканин, А.С. Хачиян, В.Е. Кузнецов // Экология двигателей и автомобиля. – М: НАМИ. – 2001. – С. 97–103. 2. Лютко В. Применение альтернативных топлив в ДВС / В. Лютко, В. Н. Луканин, А.С. Хачиян. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 331 с. 3. Основенко Н.Е. Газобаллонный трактор / Н.Е. Основенко, Ю.В. Сиянко, А.Е. Попов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1992. – №10. – С.25–27. 4. Матейчик В.П. Методи оцінювання та способи підвищення екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів: монографія / В. П. Матейчик. – К.: НТУ, 2006. – 216 с. 5. Бганцев В. Н. Газовый двигатель на базе четырёхтактного дизеля общего назначения / В. Н. Бганцев, А. М. Левтеров, В. П. Мараховский // Мир техники и технологий. – 2003. – №10. – С. 74–75. 6. Абрамчук Ф.И. Опыт конвертации дизелей в газовые двигатели с искровым зажиганием / Ф.И. Абрамчук, А. М. Левтеров // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – Харьков: ХНАДУ. – 2008. – № 21. – С. 86–92. 7. Гайворонский А.И. Перевод дизеля КАМАЗ–740,13–260 на газодотопливо / А.И. Гайворонский, Г.С. Савельев // Грузовик. – 2006. – № 6. – С. 16–20. 8. Кутенёв В. Ф. Разработка газового двигателя на базе дизеля ЯМЗ–236НЕ / В. Ф. Кутенёв, В. А. Лукино // Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный

институт – 2007. **9.** Газовые двигатели // Журнал «Автомайстерня». – 2006. – № 12. – С. 30–32. **10.** Савельев Г.С. Технологии и технические средства адаптации автотракторной техники к работе на альтернативных видах топлива: автореферат дис. докт. техн. наук: 05.20.01 / Г.С. Савельев. – М.: ГНУ ВИМ Россельхозакадемии, 2011. – 43 с. **11.** Гавриш В.И. Забезпечення ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів у аграрному секторі економіки: теорія, методологія, практика: Монографія / В.И. Гавриш. – Миколаїв: МДАУ, 2007. – 283 с. **12.** Захарчук О.В. Обґрунтування економічної ефективності переобладнання колісного трактора для роботи на природному газі / О.В. Захарчук // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник за напрямом “Інженерна механіка”. Випуск 46, 2014. – С. 190–194. **13.** Морев А.И. Эксплуатация и техническое обслуживание газобаллонных автомобилей / А.И. Морев, В.И. Ерохов. – М.: Транспорт, 1988. – 184 с.

Bibliography (transliterated): **1.** Lukanin V. N., A. S. Hachijanand V. E. Kuznecov. "Sravnitel'nyj analiz konvertacii zhidkotoplivnyh dvigatelej v dvigateli, питаемые природным газом. "Jekologija dvigatelej i avtomobilja. 2001. 97–103. Print. **2.** L'otko V., V. N. Lukaninand, A. S. Hachijan. Primenenie al'ternativnyh topliv v DVS. Moscow: MADI (TU), 2000. **3.** Osnovenko N. E., Ju. V. Sijanko, A.E. Popov "Gazoballonnyj traktor." Traktory i sel'skohozjajstvennyye mashiny. No. 10.1992.25 – 27. Print. **4.** Mateychyk V. P. Metody otsinyuvannya ta sposoby pidvyshchennya ekolohichnoyi bezpeky dorozhnikh transportnykh zasobiv.: monohrafiya. Kiev: NTU, 2006. **5.** Bgancev V. N., A. M. Levterovand, V. P. Marahovskij. "Gazovyj dvigatel' na baze chetyrjohtaktnogo dizelja obshhego naznachenija." Mir tehniky i tehnologij. No. 10. 2003. 74–75. Print. **6.** Abramchuk F. I., A. M. Levterov. "Opyt konvertacii dizelej v gazovye dvigateli s iskrovym zazhiganiem. "Avtomobil'nyj transport: sb. nauch. tr.No. 21.2008. 86–92. Print. **7.** Gajvoronskij A. I., Savel'ev G. S. "Perevod dizelja KAMAZ–740, 13–260 na gazovoe toplivo. "Gruzovik. No. 6.2006. 16 – 20. p. **8.** Kutenjov V. F., Luksho V. A. "Razrabotka gazovogo dvigatelja na baze dizelja JaMZ–236NE. "Central'nyj nauchno-issledovatel'skij avtomobil'nyj i avtomotornyj nstitut 2007. **9.** "Gazovye dvigateli." Zhurnal "Avtomajsternja". No. 12.2006. 30–32. p. **10.** Savel'ev G.S. Tehnologii i tehnicheckie sredstva adaptacii avtotraktornoj tehniky k rabote na al'ternativnih vidah topliva.: avtoreferat dis. dokt. tehn. nauk: 05.20.01. Moscow: GNU VIM Rossel'hoz akademii, 2011. **11.** Havrysh V.I. Zabezpechennya efektyvnogo vykorystannya palyvno-enerhetychnykh resursiv u ahranomu sektori ekonomiky: teoriya, metodolohiya, praktyka.: Monohrafiya. Mykolayiv: MDAU, 2007. **12.** Zakharchuk O.V. "Obgruntuvannya ekonomichnoyi efektyvnosti pereobladnannya kolisnoho traktora dlya roboty na pryrodnomu hazi." Naukovi notatky. Mizhvuzivs'kyy zbirnyk za napryamom "Inzhenerna mekhanika". Vypusk 46, 2014. 190–194. p. **13.** Morev A. I., Erohov V.I. Jekspluatacija i tehnicheckoe obsluzhivanie gazoballonnyh avtomobilej. Moscow: Transport, 1988. – 184 p.

Надійшла (received) 27.02.2015

УДК 629.4-592

В. В. ШЕЛУДЧЕНКО, канд. техн. наук, доцент, Сумський національний аграрний університет

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ ТРЬОХВІСНИХ АВТОМОБІЛІВ

У роботі представлена універсальна математична модель процесу гальмування трьохвісних автомобілів, що дозволяє розкрити фізичну суть процесів і встановити вплив різних факторів (конструктивних параметрів) на динаміку гальмування автомобіля. Така модель дозволяє отримати достатньо точний якісний опис динаміки автомобіля за умови дії порівняно малих бічних сил. Наведена математична модель складається з опису взаємодії коліс з опорною поверхнею, математичної моделі гальмівного механізму та опису сил, що діють на гальмуючий автомобіль.

Ключові слова: автомобіль, гальмівний механізм, динаміка гальмування, математична модель.

Вступ. На сьогоднішній день велика увага виробників вантажних автомобілів приділяється підвищенню безпеки дорожнього руху.

Дослідження процесів, які відбуваються при гальмуванні, вплив різноманітних факторів на гальмівну ефективність доцільно проводити на етапі проектування з використанням відповідних математичних моделей, що дозволяє суттєво знизити матеріальні витрати виробнику.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню динаміки руху вантажних автомобілів присвячені численні праці Антонова Д.А., Біленького Ю.Г., Булгакова М.О., Волкова В.П., Генбома Б.Б., Гесслера Н.А., Гредескула А.Б., Грігоряна В.Г., Зімельова Г.В., Іларіонова В.О., Кльопіка М.К., Косолапова Г.М., Литвинова О.С., Мащенко О.Ф., Павленка В.А., Павленка В.Н., Певзнера Я.М., Петрова В.А., Петрова М.А., Подригало М.А., Пчеліна І.К., Степанова В.Ю., Фалькевіча Б.С., Фаробіна Я.Є., Фрумкіна А.К., Хачатурова А.А., Чудакова Є.О. та ін. [1 – 10].

Залежно від поставленої мети, можуть використовуватися декілька методів представлення математичних моделей динаміки гальмування багатовісного автомобіля: «плоска» модель автомобіля, багатомасова нелінійна модель.

Рішення окремих задач динаміки тривісного автомобіля засноване на застосуванні так званої «плоскої» моделі автомобіля, яка в більшості випадків дозволяє одержати аналітичні рішення. Доцільність такого підходу полягає в тому, що в цьому випадку трапляється нагода розкрити фізичну суть процесів і аналізом встановити вплив того або іншого чинника (конструктивного параметра) на динаміку автомобіля. Така модель дозволяє одержати достатньо точний якісний опис динаміки автомобіля за умови дії порівняно малих бічних сил [10].

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є складання універсальної математичної моделі процесу гальмування трьохвісних автомобілів. Для досягнення поставленої мети необхідно розробити фізичну модель процесу гальмування автомобіля, описати взаємодію коліс з опорною поверхнею, навести математичну модель гальмівного механізму та описати сили, що діють на гальмуючий автомобіль.

Математична модель процесу гальмування трьохвісних автомобілів

Основними оціночними показниками гальмівної якості є наступні показники: найбільше значення уповільнення транспортного засобу, що досягається в заданих умовах експлуатації; найменший гальмівний шлях, що проходить автомобіль від початку гальмування до повної зупинки.

© В.В. Шелудченко, 2015

Визначення вище наведених параметрів та дослідження процесів, які відбуваються при гальмуванні не можливо без адекватної математичної моделі.

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} . Для опису залежності $M_{Tij} = M_{Tij}(P_{ij})$ доцільно застосовувати нижче наведену кусочно-лінійну функцію.

При підвищенні приводного тиску гальмівний момент визначається з виразу:

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

де k_{1ij} , A_{1ij} – 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, $j=2$ – середня вісь, $j=3$ – задня вісь).

Після початку зниження тиску в гальмівній камері відбувається затримка зниження гальмівного моменту, при цьому значення гальмівного моменту визначається з виразу:

$$M_{Tij} = A_{2ij} + k_{2ij} \cdot P_{ij}, \quad (2)$$

де k_{2ij} , A_{2ij} – коефіцієнти, які визначаються за експериментальними даними.

При зниженні приводного тиску гальмівний момент визначається з виразу:

$$M_{Tij} = k_{3ij} \cdot P_{ij}, \quad (3)$$

де k_{3ij} – коефіцієнт, який визначається за експериментальними даними.

У разі нехтування гістерезисними втратами, виразом (1) буде описуватися зміна гальмівного моменту при підвищенні та зниженні приводного тиску.

Вибір коефіцієнтів k_{1ij} , A_{1ij} вважається вірним, якщо при $P_b = P_{ij} = 0,16 \dots 0,18$ МПа (розглянемо пневматичний гальмівний привід) гальмівний момент $M_{Tij} = 0$; при $P_{\max}$ гальмівний момент $M_{Tij} = M_{Tij\max}$. Тобто для знаходження коефіцієнтів k_{1ij} , A_{1ij} необхідно вирішити систему рівнянь:

$$\begin{cases} k_{1ij} \cdot P_b - A_{1ij} = 0; \\ k_{1ij} \cdot P_{\max} - A_{1ij} = M_{Tij\max}. \end{cases} \quad (4)$$

Визначити коефіцієнти k_{1ij} , A_{1ij} можливо лише в тому випадку, коли відомий максимальний гальмівний момент, що реалізується на кожному колесі автомобіля – $M_{Tij\max}$.

Визначимо нормальні реакції на передніх колесах при максимальній вазі автомобіля (в динаміці (рис.1)):

$$R_{zi1\max} = \frac{G_{\max} \cdot (L - a) + P_{js\max} \cdot h}{2 \cdot L}, \quad (5)$$

де $G_{\max}$ – максимальна вага автомобіля;

L – відстань від передньої осі до центру заднього візка;

a – відстань від передньої осі до центру мас автомобіля;

$P_{js\max}$ – сила інерції при максимальній вазі автомобіля;

h – висота центру мас автомобіля.

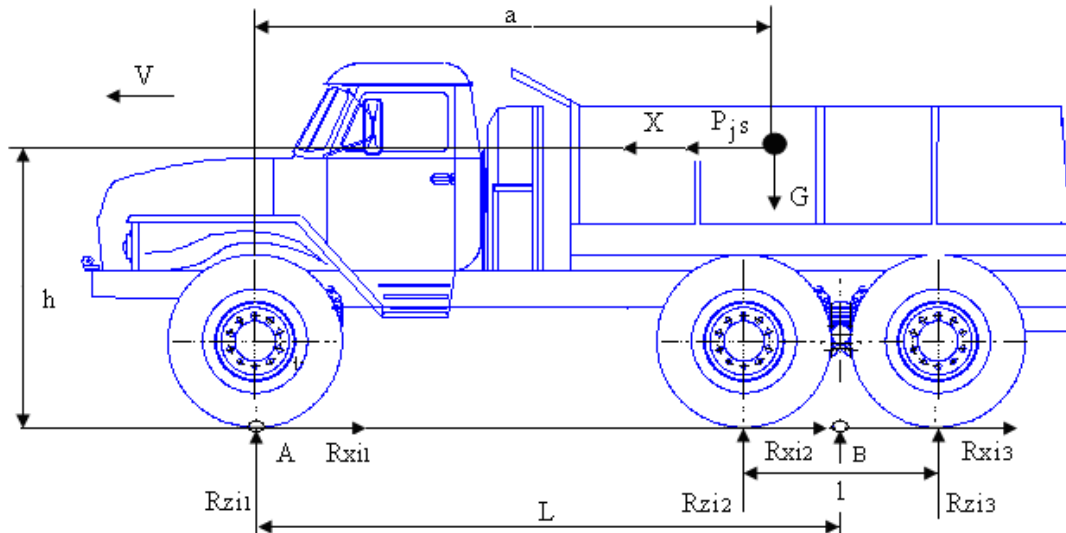


Рисунок 1 – Розрахункова схема автомобіля

Визначимо нормальні реакції на колесах заднього візка (в статиці) при максимальній вазі автомобіля:

$$R_{zi2\max} = R_{zi3\max} = \frac{G_{\max} \cdot a}{4 \cdot L}. \quad (6)$$

Сила інерції при максимальній вазі автомобіля визначається з наступного виразу:

$$P_{js\max} = G_{\max} \cdot \varphi_{\max}, \quad (7)$$

де $\varphi_{\max}$ – максимальне значення коефіцієнта зчеплення колеса в подовжньому напрямку з опорною асфальтобетонною поверхнею, рівне 0,8.

Максимальний гальмівний момент, що реалізується на кожному колесі автомобіля за рахунок гальмівних механізмів:

$$M_{Tij\max} = R_{xij\max} \cdot r, \quad (8)$$

де $R_{xij\max}$ – реакція у повздовжній площині ij колеса при максимальній вазі автомобіля, що визначає гальмівну ефективність;

r – радіус колеса.

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

$$R_{xij \max} = R_{zij \max} \cdot \varphi_{\max} . \quad (9)$$

Математична модель гальмівного механізму, що описує залежність $M_{Tij} = M_{Tij}(P_{ij})$, є невід’ємною частиною математичної моделі процесу гальмування автомобіля без якої не можливе отримання достовірних значень таких параметрів, як уповільнення та гальмівний шлях.

В зв’язку з тим, що розглядається прямолінійний рух, для визначення таких параметрів, можливе використання «плоскої» моделі автомобіля.

Силою опору повітря, зважаючи на мале значення даної величин в гальмівному режимі, та силою опору коченню, при складанні математичної моделі процесу гальмування, нехтуємо.

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

$$R_{zi1} = \frac{G \cdot (L - a) + P_{js} \cdot h}{2 \cdot L} , \quad (10)$$

де G – вага автомобіля;

P_{js} – сила інерції автомобіля.

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

$$R_{zi2} = R_{zi3} = \frac{G \cdot a - P_{js} \cdot h}{4 \cdot L} . \quad (11)$$

Сила інерції автомобіля визначається з наступного виразу:

$$P_{js} = G \cdot \ddot{x} \cdot \sin \alpha , \quad (12)$$

де $\ddot{x}$ – уповільнення автомобіля щодо координатної осі X ;

g – прискорення вільного падіння.

Коефіцієнт зчеплення в подовжньому напрямку:

$$\varphi_{ij} = f(S_{ij}) , \quad (13)$$

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

Відносне повздовжнє ковзання колеса:

$$S_{ij} = \frac{V - \omega_{ij} \cdot r}{V}, \quad (14)$$

де V – швидкість руху автомобіля;
 ω_{ij} – кутова швидкість ij колеса.

Рух одиночного гальмуючого колеса описується наступним виразом [6, 8, 10] (рис. 2):

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = -\omega_{ij} \cdot r - M_{Tij}, \quad (15)$$

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

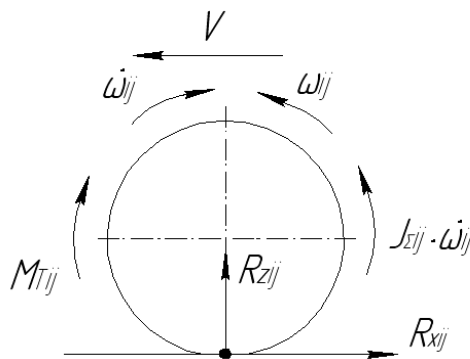


Рисунок 2 – Силіві та кінематичні фактори, що діють на колесо при гальмуванні

Кутова швидкість колеса:

$$\omega_{ij} = \omega_{oij} - \int_0^t \dot{\omega}_{ij} dt, \quad (16)$$

де ω_{oij} – початкова кутова швидкість ij колеса;

t – час гальмування.

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:

$$V = V_o - \int_0^t \dot{V} dt. \quad (17)$$

Уповільнення автомобіля щодо координатної осі X визначається з виразу:

$$\ddot{X} = - \sum_{i,j} R_{xij} / G. \quad (18)$$

У разі блокування колеса рівняння (15) замінюється на $\dot{\epsilon}_{ij}$, а при зниженні M_{Tij} при заблокованому колесі вибирається з умови:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\epsilon}_{ij} - (R_{zij} \cdot \varphi_{ij} \cdot r_{ij} - M_{Tij}, 0). \quad (19)$$

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

Особливий інтерес представляє вираз $\varphi_{ij} = f(S_{ij})$. Достовірність отриманих результатів в процесі моделювання в значній мірі залежить від коректності вибору залежності $\varphi_{ij} = f(S_{ij})$. На характер формування φ_{ij} впливають такі параметри: величина швидкості руху; значення тиску повітря в шині; конструкція шини і т.п.

Більшість дослідників [10] обмежуються описом зв'язку $\varphi_{ij} = f(S_{ij})$ через нелінійну емпіричну залежність коефіцієнта зчеплення в подовжньому напрямку від коефіцієнта відносного ковзання, яку називають $\varphi - S$ діаграмою.

З урахуванням рекомендацій [10], вираз для опису $\varphi - S$ діаграми, який має швидкісну залежність, доцільно представити в наступному вигляді:

$$\varphi_{ij}(S_{ij}, V) = [C_1 \cdot (1 - e^{-C_2 \cdot S_{ij}}) - C_3 \cdot S_{ij}] \cdot e^{-C_4 \cdot S_{ij} \cdot V}, \quad (20)$$

де C_1, C_2, C_3 – постійні коефіцієнти;

C_4 – коефіцієнт, що характеризує вологість навколишнього середовища, рівний 0,02...0,04.

Висновок. Представлена універсальна математична модель процесу гальмування трьохвісних автомобілів дозволяє розкрити фізичну суть процесів і встановити вплив різноманітних факторів (конструктивних параметрів) на динаміку гальмування автомобіля. Така модель дозволяє отримати достатньо точний якісний опис динаміки автомобіля за умови дії порівняно малих бічних сил, визначити значення уповільнення транспортного засобу, що досягається в заданих умовах експлуатації, та гальмівного шляху.

Список літератури: 1. Григорян В.Г. Исследование динамики торможения трехосного грузового автомобиля: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / В.Г. Григорян – М., 1978. – 16 с. 2. Цитович И.С. Динамика автомобиля / И.С. Цитович, В.Б. Альгин. – Минск: “Наука и техника”, 1981. – 191 с. 3. Подригало М.А. Устойчивость колесных машин при торможении / Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 1999. – 93 с. 4. 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. 5. Фрумкин А.К. Рабочие процессы и расчеты автомобиля. Тормозное управление: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Аркадий Константинович Фрумкин. – М., 1979. – 73 с. 6. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Михаил Александрович Петров. – Омск: Западносибирское книжное издательство, 1973. – 224 с. 7. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда. Элементы теории

торможения, методы оценки тормозных свойств, пути совершенствования тормозных систем / В.Г. Розанов – М.: Машиностроение, 1964. – 243 с. **8.** Динамика автомобиля / [Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А. и др.]. – Харьков: ХНАДУ, 2008 – 452 с. **9.** Волков В.П. Оценка курсовой устойчивости грузовых автомобилей в тяговом и тормозном режимах движения / В.П. Волков, М.А. Подригало, М.Б. Корсун и др.] // Вісник Сідноукраїнського національного університету. – 2008. – № 22. – С. 122 – 126. **10.** Бондаренко А.І. Удосконалення процесів модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі автомобілів: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 “Автомобілі та трактори” / Бондаренко Анатолій Ігорович. – Харьков, 2010. – 203с.

Bibliography (transliterated): **1.** Grigorjan V.G. Issledovanie dinamiki tormozhenija trehosnogo gruzovogo avtomobilja: avtoref. dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.05.03 “Avtomobili i traktory” / V.G. Grigorjan – Moscow, 1978. – 16 p. **2.** Citovich I.S. Dinamika avtomobilja / I.S. Citovich, V.B. Algin. – Minsk: “Nauka i tehnika”, 1981. – 191 p. **3.** Podrigalo M.A. Utoichivost kolesnyh mashin pri tormozhenii / Podrigalo M.A., Volkov V.P., Kirchatyj V.I. – Kharkov: Izd-vo HNADU, 1999. – 93 p. **4.** Ustojchivost kolesnyh mashin protiv zanosa v processe tormozhenija i puti ee povyshenija / [Podrigalo M.A., Volkov V.P., Pavlenko V.A. i dr.]; pod red. M.A. Podrigalo. – Harkov: Izd-vo HNADU, 2006. – 377 p. **5.** Frumkin A.K. Rabochie processy i raschety avtomobilja. Tormoznoe upravlenie: uchebn. [dlja stud. vyssh. uchebn. zav.] / Arkadij Konstantinovich Frumkin. – Moscow, 1979. – 73 p. **6.** Petrov M.A. Rabota avtomobilnogo kolesa v tormoznom rezhime: uchebn. [dlja stud. vyssh. uchebn. zav.] / Mihail Aleksandrovich Petrov. – Omsk: Zapadnosibirskoe knizhnoe izdatelstvo, 1973. – 224 p. **7.** Rozanov V.G. Tormozhenie avtomobilja i avtopoezda. Jelementy teorii tormozhenija, metody ocenki tormoznyh svojstv, puti sovershenstvovanija tormoznyh sistem / V.G. Rozanov – Moscow: Mashinostroenie, 1964. – 243 p. **8.** Dinamika avtomobilja / [Podrigalo M.A., Volkov V.P., Boboshko A.A. i dr.]. – Kharkov: HNADU, 2008 – 452 p. **9.** Volkov V.P. Ocenka kursovoj ustojchivosti gruzovyh avtomobilej v tjagovom i tormoznom rezhimah dvizhenija / V.P. Volkov, M.A. Podrigalo, M.B. Korsun i dr.] Visnik Sidnoukraïnskogo nacionalnogo universitetu. – 2008. – No 22. – P. 122 – 126. **10.** Bondarenko A.I. Udoskonalennja procesiv moduljacii tisku v pnevmatichnomu galmivnomu privodi avtomobiliv: dis. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk: spec. 05.22.02 “Avtomobili ta traktori” / Bondarenko Anatolij Igorovich. – Kharkov, 2010. – 203 p.

Надійшла (received) 26.01.2015

УДК 629.118:631.3

С. И. ОВСЯННИКОВ, канд. техн. наук, доц. ХНТУСХ, Харьков**ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЛОСКОПАРАЛЛЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ
МОТОАГРЕГАТОВ**

Разработана динамическая модель плоскопараллельного движения мотоагрегата, которая учитывает динамические процессы изменения вектора силы сопротивления орудия, касательных сил движителей, сил увода и сопротивления движению. Представленная модель позволяет определить основные параметры движения, а также дает возможность оценить динамические параметры агрегата в процессе конструирования и автоматизации процессов управления движением.

Ключевые слова: мотоагрегат, динамическая система, моделирование процессов, уравнение Лагранжа, плоскопараллельное движение.

Вступ. При конструировании, исследовании и расчетной оценке показателей свойств мотоагрегатов (МА) и взаимодействия их с оператором важен обоснованный выбор расчетных схем и математических моделей, учитывающих конструктивные параметры мотоблока и агрегируемых машин, физических свойств обрабатываемой среды и других факторов. Отличительной особенностью функционирования МА является участие оператора в тяговой динамике и управление процессами движения непосредственным приложением физических усилий [1]. Моделирование процессов движения МА с учетом условий функционирования и особенностей конструкции до настоящего времени не рассматривалось.

Анализ основных достижений и литературы. Для решения поставленной проблемы применены известные методы математического моделирования, а также предложены новые подходы. В результате анализа большого числа работ [2, 3, 4, 5, 7, 9, 10], посвященных взаимодействию движителей с почвой, установлено, что для описания функционирования МА наиболее пригодны:

- касательная сила тяги, силы сопротивления качению грунта, определяемые по модели Гуськова В.В. [2];
- силы сопротивления качению пневматической шины – модель предложенная Хейдекем [2];
- силы сопротивления орудий – по уточненной формуле В.П. Горячкина [11].

Достаточно большое количество работ посвящены оценке пространственного перемещения машин и агрегатов [10], однако большинство из них громоздки и требуют наличия сложных бортовых вычислительных систем. Необходимо отметить, что ни одна из теорий не рассматривает непосредственное взаимодействие оператора в динамике движения агрегата.

Цель данной работы – разработка обобщенной динамической модели плоскопараллельного движения МА, учитывающей их специфические конструктивные особенности и перспективные направления развития, режимы и условия эксплуатации.

Материалы исследований. Для удобства описания и выполнения расчетов рассмотрим частный случай – динамические процессы плоскопараллельного движения МА. Введем в систему подвижную систему координат $\xi_I O_I \eta_I$, расположенную на оси ведущих колес (рис. 1, 2). Координаты в базовой системе (XOY) определяются по зависимостям (коэффициенты перевода геометрических связей):

$$\begin{aligned} X_1 &= \xi_1 - l_1 \cdot \cos \varphi_1 \\ Y_1 &= \eta_1 - l_1 \sin \varphi_1 \end{aligned} \quad (1)$$

где l_1 – расстояние от оси вращения колес до штанг управления мотоблока.

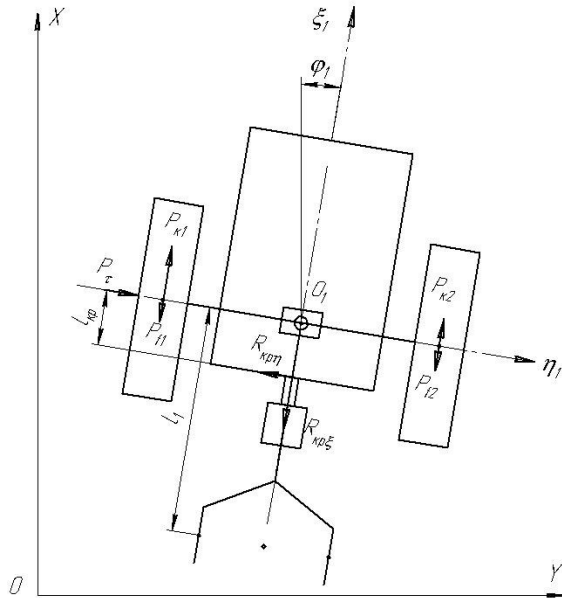


Рисунок 1 – Силы, действующие в горизонтальной плоскости.

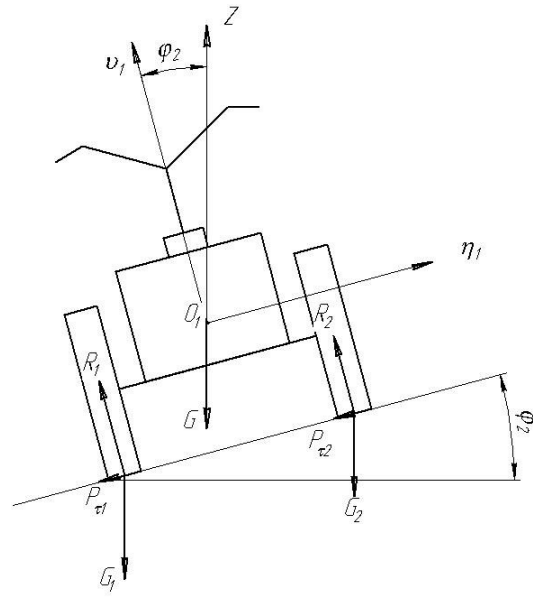


Рисунок 2 – Силы, действующие в вертикально-поперечной плоскости.

Кинетическая энергия системы состоит из кинематической энергии поступательного T_n и вращательного T_v движений:

$$T = T_i + \dot{O}_a = \frac{m}{2} (\dot{X}_1^2 + \dot{Y}_1^2) + \frac{J_1}{2} \dot{\varphi}_1^2, \quad (2)$$

где m – масса мотоагрегата;

J_1 – момент инерции относительно оси, проходящей через точку O_1 .

Динамику движения опишем уравнением Лагранжа:

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

где T – кинетическая энергия системы;

P – потенциальная энергия система;

$\dot{q}_i$ – скорость перемещения точки O_1 в базовой системе координат q_i ;

Q_i – обобщенные силы системы.

Примем гипотезу об отсутствии диссипации энергии внутри системы. Тогда можно записать, что $\frac{\partial T}{\partial q_i} = 0$. Уравнение Лагранжа примет вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial \dot{I}}{\partial q_i} = Q_i. \quad (4)$$

С учетом зависимостей (1) и (2), первый член уравнения Лагранжа (4) примет вид:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\xi}_1} \right) &= m \ddot{\xi}_1 + m \dot{\varphi}_1^2 l_1 \cos \varphi_1 + m \ddot{\varphi}_1 l_1 \sin \varphi_1 \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\eta}_1} \right) &= m \ddot{\eta}_1 - m \dot{\varphi}_1^2 l_1 \sin \varphi_1 + m \ddot{\varphi}_1 l_1 \cos \varphi_1 \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) &= m \ddot{\xi}_1 \sin \varphi_1 l_1 + m \ddot{\eta}_1 \cos \varphi_1 l_1 + m \ddot{\varphi}_1 l_1^2 - \dot{\varphi}_1 \dot{\eta}_1 m l_1 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 \dot{\xi}_1 m l_1 \cos \varphi_1 + J \ddot{\varphi}_1 = \\ &= m \ddot{\xi}_1 \sin \varphi_1 l_1 + m \ddot{\eta}_1 \cos \varphi_1 l_1 + \ddot{\varphi}_1 (m l_1^2 + J) + \left(\dot{\xi}_1 m l_1 \cos \varphi_1 - \dot{\eta}_1 m l_1 \sin \varphi_1 \right) \dot{\varphi}_1 \end{aligned} \quad (5)$$

Перемещение МА происходит под действием неконсервативных сил. Для определения обобщенных сил Q_i составим выражение элементарных работ внешних сил на возможных перемещениях. При этом коэффициенты при вариациях обобщенных координат являются обобщенными силами:

$$dA = dA_{\xi_1} + dA_{\eta_1} + dA_{\varphi_1}, \quad (6)$$

$$dA_{\xi_1} = \left(P_{k1} \cdot \cos \varphi_1 + P_{k2} \cdot \cos \varphi_1 - P_{f1} \cdot \cos \varphi_1 - P_{f2} \cdot \cos \varphi_1 - \right. \\ \left. - P_{\tau} \cdot \sin \varphi_1 - R_{\partial \partial \xi} \cdot \cos \varphi_1 - R_{\partial \partial \eta} \cdot \sin \varphi_1 \right) d\xi_1; \quad (7)$$

$$dA_{\eta_1} = (P_{k1} \sin \varphi_1 + P_{k2} \sin \varphi_1 - P_{f1} \sin \varphi_1 - P_{f2} \sin \varphi_1 + P_{\tau} \cos \varphi_1 - \\ - R_{\partial \partial \xi} \cdot \sin \varphi_1 + R_{\partial \partial \eta} \cdot \cos \varphi_1) d\eta_1 \quad (8)$$

$$dA_{\varphi_1} = \left(P_{k1} \cdot \frac{B}{2} - P_{f1} \cdot \frac{B}{2} - P_{k2} \cdot \frac{B}{2} + P_{f2} \cdot \frac{B}{2} - R_{\partial \partial \eta} \cdot l_k \right) d\varphi_1 \quad (9)$$

Если учесть, что $Q_i = \frac{\partial A_i}{\partial q_i}$, то получим:

$$\begin{aligned} Q_{\xi_1} &= (P_{k1} + P_{k2} - P_{f1} - P_{f2} - R_{\partial \partial \xi}) \cdot \cos \varphi_1 - (P_{\tau} + R_{\partial \partial \eta}) \cdot \sin \varphi_1 \\ Q_{\eta_1} &= (P_{k1} + P_{k2} - P_{f1} - P_{f2} - R_{\partial \partial \xi}) \cdot \sin \varphi_1 + (P_{\tau} + R_{\partial \partial \eta}) \cdot \cos \varphi_1. \\ Q_{\varphi_1} &= (P_{k1} - P_{k2} + P_{f2} - P_{f1}) \cdot \frac{B}{2} - R_{\partial \partial \eta} \cdot l_k \end{aligned} \quad (10)$$

С учетом уравнений (5) и (10), а также условия, что $\frac{\partial \dot{I}}{\partial q_i} = 0$, получим систему уравнений, описывающих движение мотоблока в горизонтальной плоскости:

$$\begin{cases} m\ddot{\xi}_1 + m\dot{\varphi}_1^2 l_1 \cos \varphi_1 + m\ddot{\varphi}_1 l_1 \sin \varphi_1 = \\ = (P_{k1} + P_{k2} - P_{f1} - P_{f2} - R_{\dot{\varphi}\dot{\varphi}\xi}) \cos \varphi_1 - (P_{\tau} + R_{\dot{\varphi}\dot{\varphi}\eta}) \sin \varphi_1; \\ m\ddot{\eta}_1 - m\dot{\varphi}_1^2 l_1 \sin \varphi_1 + m\ddot{\varphi}_1 l_1 \cos \varphi_1 = \\ = (P_{k1} + P_{k2} - P_{f1} - P_{f2} - R_{\dot{\varphi}\dot{\varphi}\xi}) \sin \varphi_1 + (P_{\tau} + R_{\dot{\varphi}\dot{\varphi}\eta}) \cos \varphi_1; \\ m\ddot{\xi}_1 \sin \varphi_1 l_1 + m\ddot{\eta}_1 \cos \varphi_1 l_1 + m\ddot{\varphi}_1 l_1^2 - \dot{\varphi}_1 \dot{\eta}_1 m l_1 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 \dot{\xi}_1 m l_1 \cos \varphi_1 + J_1 \ddot{\varphi}_1 = \\ = (P_{k1} - P_{k2} + P_{f2} - P_{f1}) \frac{B}{2} - R_{\dot{\varphi}\dot{\varphi}\eta} l_k. \end{cases} \quad (11)$$

Проведем алгебраические преобразования, обозначив:

$$\begin{aligned} B_1 &= m l_1 \sin \varphi_1; \\ \tilde{N}_1 &= m \dot{\varphi}_1^2 l_1 \cos \varphi_1; \\ D_1 &= (P_{k1} + P_{k2} - P_{f1} - P_{f2} - R_{\dot{\varphi}\dot{\varphi}\xi}) \cos \varphi_1 - \\ &\quad - (P_{\tau} + R_{\dot{\varphi}\dot{\varphi}\eta}) \sin \varphi_1; \\ B_2 &= m l_1 \cos \varphi_1; \\ \tilde{N}_2 &= -m \dot{\varphi}_1^2 l_1 \sin \varphi_1; \\ D_2 &= (P_{k1} + P_{k2} - P_{f1} - P_{f2} - R_{\dot{\varphi}\dot{\varphi}\xi}) \sin \varphi_1 + \\ &\quad + (P_{\tau} + R_{\dot{\varphi}\dot{\varphi}\eta}) \cos \varphi_1; \\ A_3 &= m l_1 \sin \varphi_1 + m l_1 \cos \varphi_1; \\ B_3 &= m l_1^2 + J_1; \\ C_3 &= (\dot{\xi}_1 m l_1 \cos \varphi_1 - \dot{\eta}_1 m l_1 \sin \varphi_1) \dot{\varphi}_1; \\ D_3 &= (P_{k1} - P_{k2} + P_{f2} - P_{f1}) \frac{B}{2} - R_{\dot{\varphi}\dot{\varphi}\eta} l_k; \end{aligned} \quad (12)$$

После преобразований, система дифференциальных уравнений (11) примет вид:

$$\begin{cases} m\ddot{\xi}_1 + B_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1 = D_1 \\ m\ddot{\eta}_1 + B_2 \ddot{\varphi}_1 + C_2 = D_2 \\ A_3 (\ddot{\xi}_1 + \ddot{\eta}_1) + B_3 \ddot{\eta}_1 + C_3 = D_3 \end{cases} \quad (13)$$

Система линейных дифференциальных уравнений (13) решается методом Рунге-Кутты 4-го порядка с предварительным ее приведением к виду Коши. Аналитическое решение системы уравнений производится относительно $\dot{\xi}_1, \dot{\eta}_1, \dot{\phi}_1$. Тогда, по методу Крамера:

$$\ddot{\xi} = \frac{\Delta}{\Delta \ddot{\xi}}; \ddot{\eta} = \frac{\Delta}{\Delta \ddot{\eta}}; \ddot{\phi}_1 = \frac{\Delta}{\Delta \ddot{\phi}_1}. \quad (14)$$

Выводы. Разработанная динамическая модель плоскопараллельного движения мотоагрегата позволяет определить основные параметры движения, что дает возможность оценить динамические характеристики агрегата в процессе конструирования, а также использовать для автоматизации процесса управления движением.

Список литературы: 1. Овсянников С., Ремарчук Н. Аспекты функциональной стабильности агрегатов на базе мотоблоков / С. Овсянников, Н. Ремарчук // Сільськогосподарські машини : Зб. наук. статей – Вип. 20. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2010. – С. 234 – 242. 2. Тракторы: теория: Учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и тракторы» / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение. – 1988. – 376 с. 3. Кутьков Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г. М. Кутьков // – М.: ИНФРА-М, 2014. – 506 с. 4. Беккер М. Г. Введение в теорию систем местность-машина / М. Г. Беккер // – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с. 5. Динамическая модель МТА с учетом условий его функционирования / А. Н. Важенин, Б. А. Арютов, А. В. Пасин // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2007. № 9. – С. 21 – 23. 6. Моделирование системы дорога-трактор-водитель с учетом сглаживания шиной микропрофиля опорного основания / С.В. Носов, Ю.Ю. Киндюхин // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2009. № 10. – С. 12 – 15. 7. Моделирование процессов взаимодействия малогабаритных транспортных средств с деформируемым грунтом с учетом требований экологии / Т. Д. Дзосенидзе // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2009. №2. – 21 – 25. 8. Повышение устойчивости и управляемости колесных машин в тормозных режимах: Монография / Е. Е. Александров, В. П. Волков и др. ; Под ред. Д. О. Волонцевича. – Х.: НТУ «ХПИ», 2007. – 320 с. 9. Лопарев А.А. К вопросу о качении колеса с эластичной шиной / А.А. Лопарев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. – №4. – С. 26-27. 10. Рославцев А. В. Методы исследования движения МТА [Текст] / А. В. Рославцев, В. А. Хаустов, В. М. Авдеев, В. М. Третьяк, И. П. Сазонов, Е. Э. Гурковский // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1998. – № 6. – С. 24–28. 11. Горячкин В.П. Собрание сочинений в 3-х томах / В. П. Горячкин. Т. 2 – М.: Колос, 1965. – 455 с.

Bibliography (transliterated): 1. Ovsyannikov S., Remarchuk N. Aspekty funktsional'noj stabil'nosti agregatov na baze motoblokov / S. Ovsyannikov, N. Remarchuk . Sil's'kogospodars'ki mashini : Zb. nauk. statej – Vip. 20. – Luck: Red.-vid. viddil LNTU, 2010. – P. 234 – 242. 2. Traktory: teoriya: Uchebnik dlya studentov vuzov po special'nosti

Автомобили и тракторы» / *V. V. Gus'kov, N. N. Velev, Yu. E. Atamanov* i dr.; Pod obshh. red. *V. V. Gus'kova*. – Moscow: Mashinostroenie. – 1988. – 376 p. **3.** *Kut'kov G. M.* Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / *G. M. Kut'kov*. – Moscow: INFRA-M, 2014. – 506 p. **4.** *Bekker M. G.* Введение в теорию систем местност'-машина / *M. G. Bekker*. – Moscow: Mashinostroenie, 1973. – 520 p. **5.** Динамическая модель МТА с учетом условий его функционирования / *A. N. Vazhenin, B. A. Aryutov, A. V. Pasin*. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2007. No 9. – P. 21 – 23. **6.** Моделирование системы дорога-трактор-водитель с учетом сглаживания шинной микропрофиля опорного основания / *S. V. Nosov, Yu. Yu. Kindyuhin*. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2009. No 10. – P. 12 – 15. **7.** Моделирование процессов взаимодействия малогабаритных транспортных средств с деформируемым грунтом с учетом требований экологии / *T. D. Dzosenidze*. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2009. No2. – 21 – 25. **8.** Повышение устойчивости и управляемости колесных машин в тормозных режимах : Монография / *E. E. Aleksandrov, V. P. Volkov* i dr. ; Pod red. *D. O. Voloncevicha*. – Kharkov: NTU «KhPI», 2007. – 320 p. **9.** *Loparev A. A.* К вопросу о качении колеса с эластичной шиной / *A. A. Loparev*. Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. – No4. – P. 26-27. **10.** *Roslavcev A. V.* Методы исследования движения МТА [Текст] / *A. V. Roslavcev, V. A. Haustov, V. M. Avdeev, V. M. Tretyak, I. P. Sazonov, E. E. Gurkovskij*. Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1998. – No 6. – P. 24–28. **11.** *Goryachkin V. P.* Собрание сочинений в 3-х Vol / *V. P. Goryachkin*. Vol 2 – Moscow: Kolos, 1965. – 455 p.

Поступила в редакцию 28.01.2015

УДК 629.113

М. В. ПІДГОРНИЙ, канд. техн. наук, доц. АТЕ ЧДТУ, Черкаси;
Є. О. РОЗДОБУДЬКО, магістр АТЕ ЧДТУ;
С. О. КУЗЬМЕНКО, магістр АТЕ ЧДТУ

ОПТИМІЗАЦІЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВЗ З ПРОГРЕСИВНОЮ ТЕХНОЛОГІЄЮ УПРАВЛІННЯ ФОРСУНКАМИ

В роботі розглянуто методику оцінки тягово-швидкісних характеристик ДВЗ, виготовлено схему управління форсунками та проведено потрібну кількість експериментів. Розв'язано наступні задачі: аналіз існуючих методів оцінки тягово-швидкісних характеристик ДВЗ; розробка методики експерименту проведення дослідження; аналіз результатів експериментального дослідження; оцінка економічної ефективності експериментальних досліджень параметрів роботи двигуна. Виконано порівняльну характеристику у вигляді таблиць та графіків, щодо використання новітньої технології впорскування форсунок та стандартного режиму впорскування.

Ключові слова: тягово-швидкісна характеристика, схема управління форсунками, методика експерименту, параметри роботи двигуна, порівняльна характеристика.

Вступ. Автомобільна електроніка продовжує розвиватися під впливом високого рівня глобальних комп'ютерних технологій. Застосування електроніки забезпечує підвищення точності дозування палива в порівнянні з карбюраторним принципом сумішоутворення, підвищення надійності систем управління двигуном, спрощення обслуговування і розвантаження водія, одержує необхідну інформацію для ефективного управління автомобілем.

Сучасні адаптивні програми управління двигуном забезпечують раціональні режими його роботи відповідно до мінливих параметрів зовнішнього середовища.

Аналіз основних досягнень і літератури. Жорсткі сучасні та перспективні екологічні норми «Євро - 3» і «Євро - 4» можуть бути забезпечені шляхом реалізації розподіленого впорскування палива. Одночасно з цим зберігаються високі динамічні якості автомобіля, а також знижується витрата палива і викид шкідливих речовин.

Найбільшого поширення на автомобілях закордонного виробництва отримала паливна апаратура фірми «Bosch», яка є лідером у розробці та виробництві електронних систем живлення.

Вітчизняної промисловістю спільно з провідними зарубіжними фірмами «GeneralMotors» (GM), «Bosch», «Siemens» та «Renault» для автомобілів типу «ГАЗ», «ВАЗ» розроблені мікропроцесорні системи управління двигуном (МКСУД), що містять автоматичні системи управління процесами подачі і займання паливної суміші.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою дослідження є покращення економічних показників бензинового двигуна внутрішнього згорання шляхом оптимізації тягово-швидкісних параметрів з використанням прогресивної конструкції багатоступеневого розпилювання. Для досягнення поставленої мети в дослідженні вирішуються наступні задачі: аналіз існуючих методів оцінки тягово-швидкісних характеристик ДВЗ; розробка методики експерименту проведення дослідження; аналіз результатів експериментального дослідження; оцінка економічної ефективності експериментальних досліджень параметрів роботи двигуна.

Матеріали досліджень. Найбільш об'єктивну оцінку динамічних якостей автомобільного двигуна можливо отримати при аналізі його зовнішньої швидкісної характеристики [1-3].

Згідно вимог дослідження, лабораторна установка об'єднує такі елементи (рисунок 1): двигун внутрішнього згоряння, навантажувальний елемент, трансмісію, вимірювальні прилади.

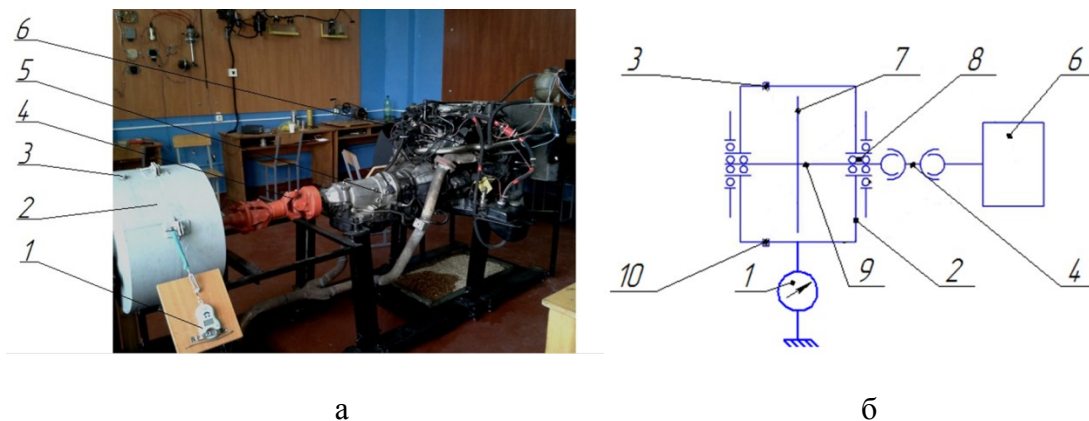


Рисунок 1 – Зовнішній вигляд дослідного стенда (а) та кінематична схема (б):
1 – динамометр; 2 – гальмівний барабан; 3 – заливна пробка для робочої рідини; 4 – карданна передача; 5 – АКПП; 6 – двигун; 7 – диск навантажувача; 8 – підшипники; 9 – вал навантажувача; 10 – зливна пробка для робочої рідини.

За основу гідравлічного навантажувача було взято гідрогальмівний механізм лопатного типу. Двигун 6, що досліджується, з'єднується з валом навантажувача 9, який закріплений на підшипниках 8. На валу закріплений диск навантажувача 7, в порожнинах якого розміщені лопасті. В залежності від умов роботи гідравлічного навантажувача і задач, які він повинен виконувати, лопасті можуть бути різноманітної форми. Найбільш технологічно простими є плоскі лопасті. Навантажувач з плоскими лопастями, які лежать в меридіальній площині, має однакові характеристики при обертанні ротора в обидві сторони.

Для того, щоб визначити параметри зовнішньої швидкісної характеристики даного двигуна необхідна система збору даних [6-8]. Вона складається з персонального комп'ютера із установленим програмним забезпеченням Opel Op-com, що має драйвер керування модулем USB.

Для захисту входів від перевантажень передбачено погоджувальний пристрій, який представляє собою електронний блок, у якому розміщені підсилювачі та дільники напруги, що дозволяють привести сигнали датчиків і виконавчих пристроїв до рівня, безпечного для роботи аналого-цифрового перетворювача.

Персональний комп'ютер, модуль USB, програма Opel Op-com і погоджувальний пристрій утворюють систему збору даних (СЗД).

Сам же погоджувальний пристрій за допомогою системного кабелю постійно підключено у відповідності зі схемою, зображеної на рисунку 2. Під час роботи двигуна сигнали датчиків і виконавчих пристроїв по системному кабелю надходять на входи аналого-цифрового перетворювача. Драйвер керування модулем USB при запуску програми завантажується в її тіло й далі модуль під керуванням Opel Op-com.

Для кожного сигналу в модулі виділяється окремий вхід (фізична адреса) і перетворена їм інформація зберігається в ОЗП комп'ютера в цифровій формі[4].



Рисунок 2 – Схема підключення датчиків та виконавчих пристроїв двигуна і стенда до системи збору даних

Після того, як система збору даних була підключена до стенду, запускаємо двигун. OpelOp-com – програма, яка видає інформацію про дієздатність та параметри датчиків та взагалі двигуна в режимі Online.

Авторами виготовлений блок керування, який забезпечить роботу форсунок в режимі двоступеневого впорскування (600 Гц при скважності 20%) рисунок 3.

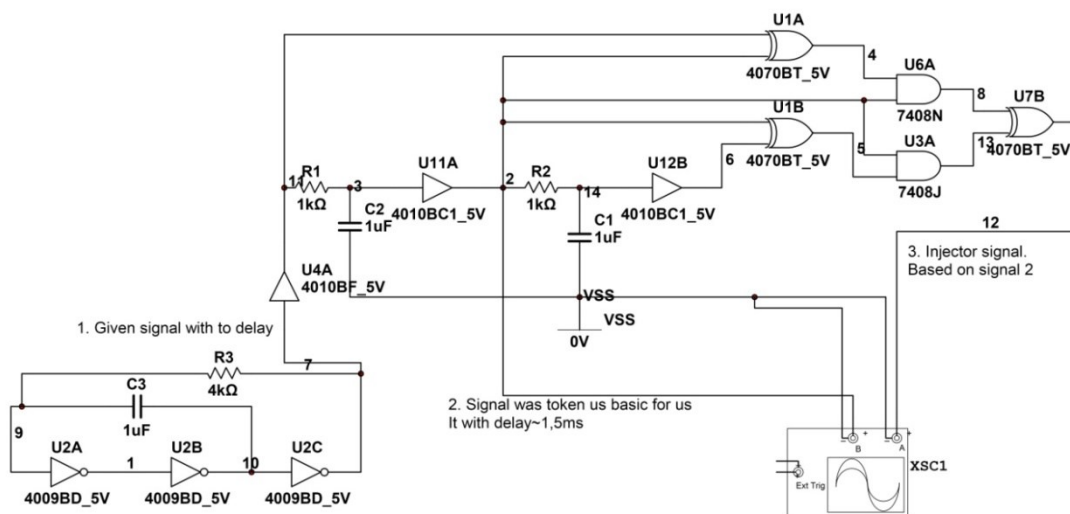


Рисунок 3 – Схема електрична блоку керування ступінчастим впорскуванням

Даний блок розрахований на середню величину імпульсу в 4 мс, який надходить від електронного блоку керування автомобіля та виконує задачу ділення імпульсу з метою збільшення кута впорскування високоомної електромагнітної форсунки. Схема (рисунок 3) є адаптивною до режиму роботи двигуна (від холостого ходу до 2000 хв⁻¹) та оптимізована по передньому та задньому фронтах (два імпульси по 1,5 мс кожний).

Вимір і фіксування даних експерименту. Експеримент можна поділити на два етапи [2,5,9,10]: вимірювання потужності, крутного моменту та паливної економічності

на двигуні зі стандартним керуванням форсунок; вимірювання потужності, крутного моменту та паливної економичності на двигуні з використанням прогресивної системи керування форсунок з встановленням блоку управління на двигун (рисунок 4).



Рисунок 4 – Двигун автомобіля Opel Omega 3.0 V6 з встановленим блоком управління системи керування форсунок (1).

Схема управління представлена у вигляді плати, яка встановлюється безпосередньо перед подачею сигналу на електромагнітну форсунку з електронного блоку управління автомобіля. Мікросхеми були встановлені в єдиний блок, який показаний на рисунку 3, та має провідникові виводи для підключення системи до форсунок. Проведені досліді з використанням системи управління форсунками FuelCraft v1.0 та отримані дані занесені у таблицю 1.

Таблиця 1 – Порівняльна характеристика режимів роботи двигуна

№ п/п	Об'єм води у навантажувачі, л	Порівняльні дані	Оберти колінчатого вала хв^{-1}			
			800	1200	1600	2000
1	2	3	4	5	6	7
1	0	$M_K, \text{Н}\cdot\text{м}$	0,125	0,875	1,063	1,25
		$M_{Kn}, \text{Н}\cdot\text{м}$	0,125	0,875	1,063	1,25
		$N_e, \text{кВт}$	0,01	0,11	0,18	0,26
		$N_{en}, \text{кВт}$	0,01	0,11	0,18	0,26
		$g_e, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	12,904	16,722	17,569	18,935
		$g_{en}, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	12,388	15,818	17,116	18,483
2	5	$M_K, \text{Н}\cdot\text{м}$	0,25	1,075	1,813	2,362
		$M_{Kn}, \text{Н}\cdot\text{м}$	0,25	1	1,875	2,375
		$N_e, \text{кВт}$	0,021	0,135	0,304	0,495
		$N_{en}, \text{кВт}$	0,021	0,126	0,314	0,497
		$g_e, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	13,873	17,564	19,393	22,006
		$g_{en}, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	12,905	16,723	18,23	21,553

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6	7
3	10	$M_K, \text{Н}\cdot\text{м}$	1,875	5,25	6,125	7,625
		$M_{Kn}, \text{Н}\cdot\text{м}$	1,813	5,375	6,375	7,875
		$N_e, \text{кВт}$	0,157	0,66	1,026	1,597
		$N_{en}, \text{кВт}$	0,152	0,675	1,068	1,649
		$g_e, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	16,404	18,53	21,237	24,837
		$g_{en}, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	15,37	17,82	20,334	24,389
4	15	$M_K, \text{Н}\cdot\text{м}$	6,75	12,5	17,5	26,5
		$M_{Kn}, \text{Н}\cdot\text{м}$	6,5	12,75	18,25	27,375
		$N_e, \text{кВт}$	0,565	1,571	2,932	5,55
		$N_{en}, \text{кВт}$	0,545	1,602	3,058	5,733
		$g_e, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	18,454	19,944	22,819	27,434
		$g_{en}, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	17,416	19,492	22,377	26,463
5	16	$M_K, \text{Н}\cdot\text{м}$	8	23,75	35	46,25
		$M_{Kn}, \text{Н}\cdot\text{м}$	7,75	24,75	36,875	48,125
		$N_e, \text{кВт}$	0,67	2,984	5,864	9,686
		$N_{en}, \text{кВт}$	0,649	3,11	6,178	10,079
		$g_e, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	20,087	22,366	28,766	36,06
		$g_{en}, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	19,112	21,397	27,886	35,191
6	17	$M_K, \text{Н}\cdot\text{м}$	8,75	35	46,25	58,75
		$M_{Kn}, \text{Н}\cdot\text{м}$	8,5	36,25	48,5	60,75
		$N_e, \text{кВт}$	0,733	4,398	7,749	12,304
		$N_{en}, \text{кВт}$	0,712	4,555	8,126	12,723
		$g_e, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	22,429	23,904	30,56	37,702
		$g_{en}, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	21,453	23,065	29,617	37,321
7	18	$M_K, \text{Н}\cdot\text{м}$	10,625	40	50	63,75
		$M_{Kn}, \text{Н}\cdot\text{м}$	10,25	41,25	52,5	66,25
		$N_e, \text{кВт}$	0,89	5,026	8,377	13,351
		$N_{en}, \text{кВт}$	0,859	5,183	8,796	13,874
		$g_e, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	24,009	25,871	31,578	38,475
		$g_{en}, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	23,031	25,031	30,71	37,555
8	19	$M_K, \text{Н}\cdot\text{м}$	12,5	41,875	57,5	-
		$M_{Kn}, \text{Н}\cdot\text{м}$	12,125	43,25	60,375	-
		$N_e, \text{кВт}$	1,047	5,262	9,634	-
		$N_{en}, \text{кВт}$	1,016	5,435	10,115	-
		$g_e, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	24,488	27,381	33,226	-
		$g_{en}, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	23,509	26,41	32,44	-
9	20	$M_K, \text{Н}\cdot\text{м}$	15	50	65	-
		$M_{Kn}, \text{Н}\cdot\text{м}$	14,625	51,5	68,25	-
		$N_e, \text{кВт}$	1,257	6,283	10,89	-
		$N_{en}, \text{кВт}$	1,225	6,471	11,435	-
		$g_e, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	26,538	31,133	36,847	-
		$g_{en}, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	25,492	30,701	36,011	-

Для кращого розуміння змін, які відбулися з системою впорскування двигуна побудована таблиця 1, в якій спостерігаються зміни крутного моменту, потужності та витрати палива, щодо обертів колінчатого вала, відносно навантаження гальмівного барабана, а також з використанням новітньої системи впорскування FuelCraftv1.0.

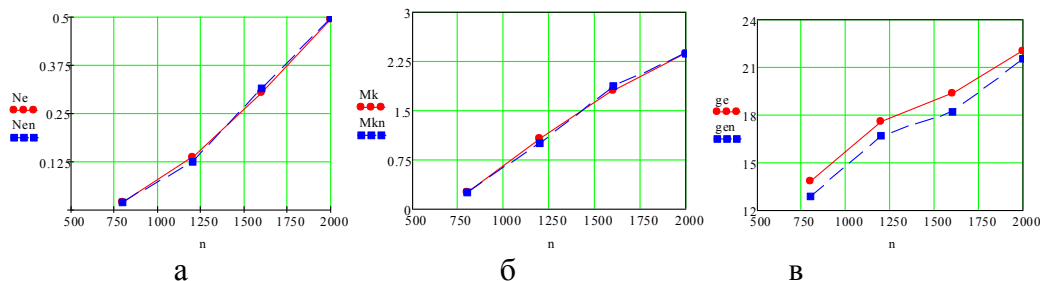


Рисунок 5 – Графіки при навантаженні 5 літрів: а – потужності; б – крутного моменту; в – ефективної витрати палива

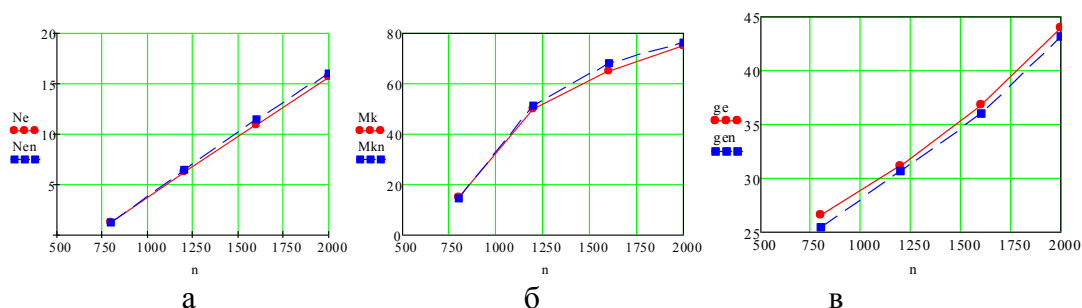


Рисунок 6 – Графіки при навантаженні 20 літрів: а – потужності; б – крутного моменту; в – ефективної витрати палива

На графіках  показує звичайні параметри роботи двигуна,  – змінні параметри з використанням FuelCraftv1.0.

Висновки. В ході виконання роботи виянилось, що найоптимальнішим режимом роботи багатоступеневого впорскування є параметри близькі до 600 Гц та скважності 20%, тому схема управління була спроектована на середнє значення імпульсу в 4 мс та діленням його на 2 імпульси періодом в 1,5 мс.

Блок управління був встановлений на ДВЗ та керував кожною форсункою незалежно. В процесі роботи, порівнявши отримані дані, виявлені такі залежності:

а) Економія палива підвищилася – на холостих обертах до 4-5%, при обертах 1200 – 1600 хв^{-1} – до 3-4% та при обертах 2000 хв^{-1} витрати палива знизилися до рівня 2-3% згідно навантажень.

б) Потужність та крутний момент – зниження до 3-4% потужності та крутного моменту при режимі холостого ходу, але відбувалося поступове підвищення даних параметрів до 5 % при обертах від 1000 хв^{-1} до 2000 хв^{-1} .

Список літератури: 1. *Ананьев С.И.* Испытание двигателей внутреннего сгорания / *Ананьев С.И., Дьяченко Г.Н.* // учеб. пособие. Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ. – 1999. – 368 с. 2. ГОСТ 14846–81. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. – М.: Госстандарт. – 1981. – 42 с. 3. *Николаенко А.В.* Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. / *Николаенко А.В.* – М.: Колос, – 1992.

– 334 с. **4.** *Борщенко Я.А.* Электронные и микропроцессорные системы автомобилей / *Борщенко Я.А., Васильев В.И.* // учеб.пособ. Курганск: Издательство КГУ, – 2007. – 207 с. **5.** *Рогов В. А.* Методика и практика технических экспериментов / *Рогов В. А.* // учеб.пособ. для вузов. – М.: – Академия, 2005. – 283 с. **6.** *Карачинов В. А.* Форсунки впрыска топлива бензиновых двигателей / *Карачинов В. А., Ильин С. В.* // Вестн. новгородского гос. ун-та. – 2004. – №26. С. 155 – 160. **7.** *Абрамчук Ф. І.* Автомобільні двигуни: Підручник / *Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є. Димченко І.І.* // – К.: Арістей, – 2006. – 476 с. **8.** *Гутаревич Е.Ф.* Екологія та автомобільний транспорт / *Гутаревич Е.Ф., Зеркалов Д.Ф., Говорун А.Г., Корпач А.О., Мерзжівська Л.П.* // Навчальний посібник. – К.: Арістей, – 2006. – 292 с. **9.** *Адлер Ю. П.* . Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / *Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский.* // Изд. второе перераб. и доп. – М.: Наука, – 1976. – 279 с. **10.** *Красовский Г. И.* Планирование эксперимента / *Г. И. Красовский, Г. Ф. Филаретов* // – Мн: Изд - во БГУ. – 1982. – 476 с.

Bibliography (transliterated): **1.** *Ananov S.I.* Test internal combustion engines / *Ananov S.I., G.N. Dyachenko* . Proc. allowance. Rostov-on-Don: Publishing Center DSTU. – 1999. – 368 p. **2.** Standard 14846-81. Engines. Methods of bench tests. – Moscow: State Standard. – 1981. – 42 p. **3.** *Nikolaenko A.V.* Theory, design and calculation of automotive engines. / *Nikolaenko A.V.* – Moscow: Kolos – 1992. – 334 p. **4.** *Borshchenko Y.A.* Electronic and microprocessor systems Car / *Borshchenko Y.A., V.I. Vasilyev* . Proc. benefits. Kurgan: Publishing KSU – 2007. – 207 p. **5.** *Rogov V.A.* Methodology and practice of technical experiments / *Rogov V.A.* Proc. benefits. for high schools. – Moscow: – The Academy, 2005. – 283 p. **6.** *Karachinov V.A.* Injector fuel injection gasoline engines / *Karachinov V.A., Ilyin S.V.* Vestn. Novgorod State. Univ. – 2004. – No26. P. 155-160. **7.** *Abramchuk F.I.* Engines: Tutorial / *Abramchuk F.I., Gutarevych Y.F., K. E. Dolganov, Dimchenko I.I.* – Kiev: Aristey – 2006. – 476 p. **8.** *Gutarevych E.F.* Ecology and road transport / *Gutarevych E.F., D.F. Zerkalov, Govorun A.G., Korpach A.A., Merzhyyevska L.P.* Manual. – Kiev: Aristey – 2006. – 292 p. **9.** *Adler Y.P.* . Planning an experiment in the search for optimal conditions / *Y.P. Adler, E.V. Markova, Y.V. Granovsky.* Ed. second revised. and add. – Moscow: Nauka – 1976. – 279 p. **10.** *Krasovskii G.I.* Experimental Design / *G.I. Krasovskii, G.F. Filaretov* . – Mn: Publishing – BGU – 1982. – 476 p.

Надійшла (received) 02.02.2012

УДК 656.052.8

А. Л. БАШИНСЬКИЙ, ад'юнкт НАДПСУ ім. Б. Хмельницького

ОЦІНКА АДЕКВАТНОСТІ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ СТІЙКОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Проведено аналіз існуючих методів визначення показників поперечної стійкості транспортних засобів. За результатами проведеного аналізу встановлено, що наявні міжнародні нормативні вимоги в оцінці активної безпеки автомобіля розроблені на недостатньому рівні. Визначено, що розрахункова методика оцінки розглянутих властивостей з високою точністю може бути застосована лише для зразків, які близькі по характеристикам до дослідженого зразка, для якого визначені всі показники експериментальним методом.

Ключові слова: керованість, стійкість, транспортні засоби, статична стійкість, методи випробувань.

Вступ. Активна безпека автомобіля – це сукупність властивостей автомобіля, направлених на попередження дорожньо-транспортних пригод. Одним із елементів активної безпеки є стійкість транспортного засобу. На даний час під стійкістю автомобіля розуміють здатність транспортного засобу зберігати рух за заданою траєкторією, протидіючи зовнішнім силам, які викликають його занос та перекидання в різних дорожніх умовах при високих швидкостях руху. Розрізняють наступні типи стійкості: поперечна при прямолінійному русі (курсова стійкість); поперечна при криволінійному русі; повздовжня.

Мета дослідження. Здійснити оцінку адекватності існуючих методів визначення показників поперечної статичної стійкості транспортних засобів.

Аналіз літератури. Для оцінки активної безпеки автомобіля є обов'язковим проведення випробувань на визначення показників керованості та стійкості. Даний вид випробувань проводиться на спеціальних майданчиках з відповідною розміткою, до них відносяться: стабілізація, зусилля на рульовому колесі, пряма, переставка, подвійна зміна смуги руху, поворот з радіусом 35 м, ривок руля, імпульсний вплив на рульове керування (трикутна форма залежності повороту руля по часу), синусоїдальний вплив на рульове керування з одним періодом та усталений (не менше трьох періодів) з частотою 1-4 Гц, бокове перекидання на стенді. Порядок проведення випробувань викладено у наступних документах: ДСТУ 3310-96 «Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями», РД 37.001.005-86 «Методика испытаний и оценки устойчивости управления автотранспортными средствами», ОСТ 37.001.471-88 «Управляемость и устойчивость автотранспортных средств. Методы испытаний», ГОСТ Р 52302-2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний» [1, 2, 3, 5].

У багатьох випадках випробування стійкості та керованості нових моделей автомобілів та автопоїздів включає дослідження наступних характеристик: відношення кутової швидкості до лінійної (ω_y/V_a) від кута повороту рульового колеса θ при усталеному круговому русі; дрейфу β_0 та кута крену λ_0 від бокового прискорення W_y в тому ж режимі руху; закид кутової швидкості $\Delta\omega_y$ над усталеним значенням від бокового прискорення в перехідних режимах повороту та ін [5].

В наведених випробуваннях передбачена оцінка показників стійкості та керованості транспортного засобу. Окрім розглянутих, також використовуються

органолептичні оцінки, які виставляються контролерами-випробувачами за п'яти бальною системою у вигляді комплексної оцінки управління траєкторією руху, курсовою стійкістю, стійкістю проти заносу та перекидання, керування сповільненням, в тому числі при нештатних режимах випробувань, наприклад, при гальмуванні на повороті та в критичних режимах руху. Дана система оцінок викладена у РД 37.001.005-86 «Методика испытаний и оценки устойчивости управления автотранспортными средствами». До оцінюючих показників даною методикою віднесено:

- коефіцієнт поперечної стійкості транспортного засобу:

$$q_y = \frac{K}{2h} \quad (1)$$

де K – розрахункова ширина колії, мм;

h – висота центру ваги над опірною поверхнею, мм;

- кут перекидання на стенді ε , °;
- кут крену λ відносно опірної поверхні, в нормальному поперечному розрізі, який проходить через центр ваги транспортного засобу;
- стійкість управління траєкторією, бал;
- стійкість курсового управління, бал;
- стійкість проти перекидання, бал;
- стійкість управління сповільненням, бал;
- стійкість управління траєкторією при гальмуванні, бал;
- стійкість курсового управління при гальмуванні, бал;
- гранична швидкість транспортного засобу при виконанні маневру $V_{пр}$, км/год;
- швидкість транспортного засобу при втраті стійкості управління траєкторією $V_{тр}$, км/год;
- швидкість транспортного засобу при втраті стійкості курсового управління $V_{курс}$, км/год;
- швидкість транспортного засобу при виникненні курсових коливань $V_{кк}$, км/год;
- швидкість транспортного засобу при виникненні відривання колеса від поверхні дороги $V_{отр}$, км/год;

Дана методика закріплена галузевим стандартом ОСТ 37.001.471-88 «Управляемость и устойчивость автотранспортных средств. Методы испытаний», відповідно до якого поперечна стійкість транспортного засобу визначається випробуванням «Опрокидывание на стенде». Метою даного випробування є визначення показників поперечної стійкості проти перекидання при нахилі платформи стенду до величин, при яких спостерігається відривання коліс однієї сторони одиночного транспортного засобу або напівпричепа від опірної поверхні, кутів крену підресорених мас, відповідно до кутів нахилу платформи. Під час обробки результатів випробування визначаються:

- кути крену відносно платформи, при яких відбувається відривання коліс однієї сторони від платформи для кожного i -го залікового досліду;
- визначають середнє значення кутів $\lambda_{оп}$, $\lambda_{оз}$, ε_o та кут крену транспортного засобу в центрі мас;

Оцінюючими показниками визначено середні значення кута поперечної стійкості ε_o та відповідного йому кута крену λ_o .

Основні положення даної методики стосовно визначення показників поперечної стійкості транспортного засобу закріплені ДСТУ 3310-96 «Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями». Відповідно до якого, оцінка поперечної стійкості транспортних засобів проводиться за значеннями коефіцієнта поперечної стійкості, кута крену транспортного засобу у центрі масі середнім значенням кута критичного поперечного нахилу дороги за критерієм перекидання, за якого відбувається відрив коліс однієї із сторін від долівки платформи [1]. Поряд з тим стандартом ГОСТ Р 52302-2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний» у випробування «опрокидывание на стенде» введено поняття кута статичної стійкості α_{cy} та кута крену підресорених мас φ . Висота центру мас автомобіля, відповідно до даного стандарту, визначається за залежністю:

$$h = \frac{0,5b - h_{кп} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{cy} - \Delta}{\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \varphi + \sin \varphi} + h_{кп} \quad (2)$$

де b – колія коліс, приведена до поперечного розрізу транспортного засобу, в площині, що проходить через його центр мас, мм;

$h_{кп}$ – висота осі крену над опірною поверхнею в поперечному розрізі, який проходить через центр мас, мм;

Δ – бокове зміщення центру мас, яке визначається за результатами вимірювань бокової деформації шин, мм.

Відповідно до вказаного стандарту нормуючими є значення кута статичної стійкості та кута крену підресорених мас [3].

Результати аналізу. У даному випадку розрахунковий метод визначення показників поперечної стійкості ґрунтується на одномасовій схемі бокового перекидання транспортного засобу (рис. 1), хоча реальному процесу перекидання транспортного засобу відповідає двохмасова схема, оскільки крен автомобіля викликає переміщення підресорених мас. Основними перепонами у використанні двохмасової схеми для визначення кута статичного перекидання або висоти центру мас транспортного засобу є відсутність даних щодо підресорених, непідресорених мас та їх вертикальних координат. Як показує практика експериментальні методи визначення цих даних є трудомістким процесом, а розрахункові не надають точних результатів. Тому застосовується одномасова розрахункова схеми з наступними припущеннями:

- при боковому нахилі платформи стенду поворот на кут φ відносно центру крену O , жорстко зв'язаного з віссю колеса і платформою, здійснює тільки підресорена маса;
- центр мас всього транспортного засобу, розташований на висоті h , під час крену переміщується разом з підресореною масою.

Тоді кут статичної стійкості α_{cy} можна визначити через його тангенс:

$$\operatorname{tg} \alpha_{cy} = \frac{0,5b - (h - h_{кп}) \varphi_{cy} - \Delta}{h} \quad (3)$$

Звідки висота центру мас h при статичному перекиданні на стенді:

$$h = \frac{0,5b - \Delta + h_{\text{кп}} \cdot \varphi_{\text{cy}}}{\text{tg} \alpha + \varphi_{\text{cy}}} \quad (4)$$

В дані залежності входять лише два відомі параметри – колія b і висота центру мас h автомобіля. Параметри φ_{cy} , Δ і $h_{\text{кп}}$ визначаються лише експериментальним шляхом [7, 9, 10].

Нормальні та бокові реакції дороги на колесах під час руху транспортного засобу на боковому схилі визначаються наступними залежностями [4]:

$$R_y' = 0,5 \left(1 - \frac{\text{tg} \alpha}{\text{tg} \alpha_{\text{cy}}} \right) G \cdot \cos \alpha; \quad R_y'' = \left[1 - 0,5 \left(1 - \frac{\text{tg} \alpha}{\text{tg} \alpha_{\text{cy}}} \right) \right] G \cdot \cos \alpha \quad (5)$$

$$R_x' = 0,5 \left(1 - \frac{\text{tg} \alpha}{\text{tg} \alpha_{\text{cy}}} \right) G \cdot \sin \alpha; \quad R_x'' = \left[1 - 0,5 \left(1 - \frac{\text{tg} \alpha}{\text{tg} \alpha_{\text{cy}}} \right) \right] G \cdot \sin \alpha \quad (6)$$

де R_y' , R_y'' – нормальні реакції дороги на колесах;

R_x' , R_x'' – бокові реакції дороги на колесах;

α – кут поперечного нахилу дороги.

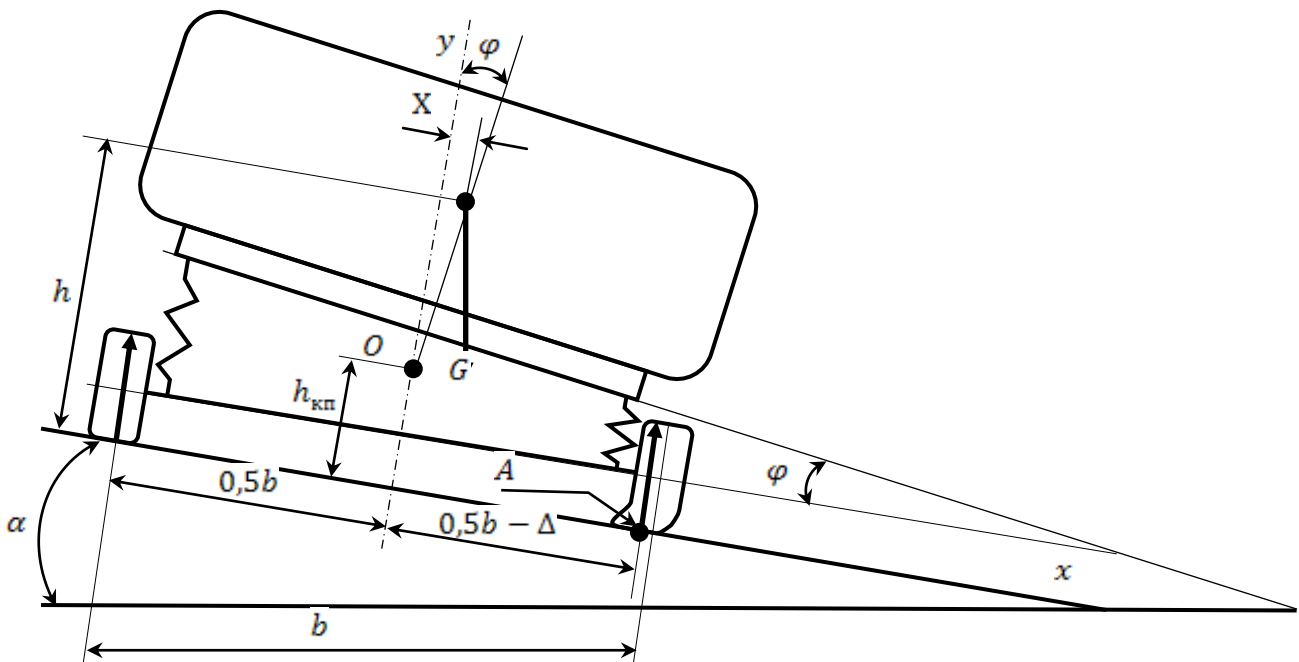


Рисунок 1 – Одномасова розрахункова схема.

Наведені рівняння теж ґрунтуються на одномасовій розрахунковій схемі татакож не враховують конструктивних особливостей транспортного засобу, деформацію шин та пружних елементів підвіски.

Маючи значення бокових реакцій дороги на колесах під час руху транспортного засобу нескладно обчислити сили тертя, які виникають між шинами коліс та дорожнім покриттям. Зрозуміло, що для попередження бокового ковзання, кут нахилу

нормальних реакцій дороги на колесах відносно горизонту має лежати в межах конусу тертя між дорожнім покриттям та шинами коліс. Тоді значення арктангенсу коефіцієнту тертя визначає критичний кут нахилу поверхні дороги в поперечному напрямку, при якому забезпечується стійкість руху. Разом з тим значення модуля сил тертя може суттєво зменшитись або взагалі прямувати до нуля у випадку наявності поперечних коливань транспортного засобу. Частота коливань автомобіля може бути визначена за залежністю:

$$\vartheta_{\text{власн}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{\text{кут}}}{J_{\text{ЗМ}}}} \quad (7)$$

де $C_{\text{кут}}$ – кутова жорсткість автомобіля;

$J_{\text{ЗМ}}$ – момент інерції автомобіля.

$C_{\text{кут}}$ прямопропорційно залежить від моменту, який повертає автомобіль у площині дороги. Подальше дослідження даного виразу показало, що зі збільшенням поздовжньої бази автомобіля відбувається збільшення частоти коливань за лінійним законом, а при збільшенні маси автомобіля спостерігається зменшення частоти власних коливань транспортного засобу. Таким чином умовою забезпечення стійкості прямолінійного руху буде:

$$\vartheta_{\text{збур}}^{\text{max}} < \vartheta_{\text{власн}} \quad (8)$$

Також встановлено, що при $\vartheta_{\text{збур}} = \vartheta_{\text{власн}}$ виникає резонанс коливань, а при $\vartheta_{\text{збур}} > \vartheta_{\text{власн}}$ відбувається втрата стійкості руху.

Зазначені умови також є актуальними для транспортних засобів з центром мас, що змінюється, оскільки зміщення підресованої маси у поперечному напрямку призводить до зміни обертового моменту, що прямо впливає на частоту власних коливань транспортного засобу. Відповідно, його зміна може призвести до втрати зчеплення між шинами коліс та поверхнею дороги, що, в свою чергу, може призвести до бокового ковзання, а в окремих випадках до перекидання транспортного засобу. Саме кутова швидкість зміни обертового моменту є вирішальним у тому відбудеться ковзання чи перекидання автомобіля.

Таким чином, аналіз вказаних залежностей показав тісний взаємозв'язок між кутовою жорсткістю, силою тертя та коефіцієнтом зчеплення шин з дорожнім покриттям, обертовим моментом та коефіцієнтом поперечної стійкості транспортного засобу. Визначальним для значень даних показників є положення центру обертання підресованих мас відносно поверхні дороги та вісі симетрії транспортного засобу, а також зміна координат центру мас.

Павлов В.А. запропонував метод визначення критичного кута крену за допомогою приведеною кутової жорсткості [7]. Для вирішення даної задачі використав рівняння крену, складене за одномасовою розрахунковою схемою:

$$G[(h - h_{\text{кп}}) \cdot \sin \alpha + (h - h_{\text{кп}}) \cdot \varphi \cdot \cos \alpha] = C_y \cdot \varphi \quad (9)$$

Розділивши отриманий результат на силу G та розв'язавши рівняння відносно C_y , отримано формулу для розрахунку приведеної (питомої) кутової жорсткості

транспортного засобу, яка характеризує опір автомобіля боковому крену в момент втрати стійкості:

$$C_{ny} = \frac{(h - h_{кп})(\sin\alpha + \varphi \cdot \cos\alpha)}{\varphi} \quad (10)$$

Розв'язуючи спільно рівняння для визначення висоти центру мас (4) з отриманим виразом (10) відносно кута φ отримаємо алгебраїчне рівняння четвертого ступеня, яке, в свою чергу, пропонує вирішувати методом послідовних наближень:

$$\varphi_{cy}^4 - \frac{2(0.5b - \Delta)}{h - h_{кп}} \cdot \varphi_{cy}^3 + \left[h^2 + \frac{(0.5b - \Delta)^2}{(h - h_{кп})^2} - \frac{h_{кп}^2}{C_{ny}^2} \right] \cdot \varphi_{cy}^2 + \frac{2(0.5b - \Delta)}{\varphi_{ny}^2} \cdot \varphi_{cy} + \frac{(0.5b - \Delta)^2}{\varphi_{ny}^2} = \varphi_{cy}^4 + \alpha\varphi_{cy}^3 + \beta\varphi_{cy}^2 + c\varphi_{cy} + d = 0 \quad (11)$$

Як видно з наведених залежностей, аналітичного вирішення даної задачі в чистому вигляді не існує. Для того, щоб визначити приведену кутову жорсткість транспортного засобу не обхідно мати кути α_{cy} та φ_{cy} , які можна визначити лише експериментальним методом. Для аналітичного визначення величин даних кутів необхідно мати значення C_{ny} , Δ і $h_{кп}$.

Висновки. Таким чином, не зважаючи на важливість стійкості та керованості в оцінці активної безпеки транспортного засобу міжнародні нормативні вимоги розроблені на недостатньому рівні та мають певні обмеження. Можна зробити висновок, що розрахункова методика оцінки розглянутих властивостей з високою точністю може бути застосована лише для зразків, які близькі по характеристикам до дослідженого зразка, для якого визначені всі показники експериментальним методом на стенді перекидачі. Для нових зразків єдиним вірним способом оцінки параметрів поперечної стійкості є випробовування на стенді.

Список літератури: 1. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи вивчення основних параметрів випробуваннями: ДСТУ 3310–96 – [Чинний від 1997-01-01]. – К.: Держстандарт України, 1996 – 10 с. – (Державний стандарт України). 2. Управляемость и устойчивость автотранспортных средств. Методы испытаний: ОСТ 37.001.471-88 – М.: НАМИ, 1990 – 48с. 3. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний: ГОСТ Р 52302-2004 – М.: ИПК Издательство стандартов, 2005 – 31с. 4. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов [текст]: Монография / М.А. Подригало.– Х.: Академия ВВ МВСУ, 2013. – 222с. 5. Кушвид Р.П. Испытания автомобиля: учебник/ Р.П. Кушвид – М.: Издательство МГИУ, 2011. – 351с. 6. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с. 7. Павлов В.А. Научные и методологические основы развития армейских автопоездов, прицепов и полуприцепов [Текст]: дис. докт. техн. наук: 20.02.14/ Павлов В.А. – Броницы, 2002. – 438с. 8. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю: ДСТУ 3649–97–[Чинний від 1999-01-01]. – К.: Держстандарт України, 1998 – 19 с. – (Державний стандарт України). 9. Поляков А.П. Аналіз шляхів підвищення стійкості та керованості вантажних автомобілів з напівпричепами / А.П.Поляков, М.С. Гречанюк // Вісник Вінницького політехнічного інституту – 2010. – №5. – С. 90–95. 10. Управляемость и устойчивость автомобилей

многоцелевого назначения / В.Г. Челноков, Г.З. Лукьянов // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2011. – №3(68). – С. 28–33.

Bibliography (transliterated): 1. Zasoby transportni dorozhni. Stiykist'. Metody vyvchennya osnovnykh parametriv vyprobuvannyamy: DSTU 3310–96 – [Chynnyy vid 1997-01-01]. – Kiev: Derzhstandart Ukrainy, 1996. – (Derzhavnyy standart Ukrainy). 2. Upravlyaemost' y ustoychivost' avtotransportnykh sredstv. Metody yspytany: OST 37.001.471-88 – Moscow: NAMY, 1990. 3. Avtotransportnye sredstva. Upravlyaemost' y ustoychivost'. Tekhnicheskiye trebovaniya. Metody yspytany: HOST R 52302-2004 – Moscow: YPK Yzdatel'stvo standartov, 2005. 4. Novoe v teoryi ekspluatatsyonnykh svoystv avtomobyley y traktorov [tekst]: Monografiya / M.A. Podryhalo. – Kharkov: Akademya VV MVSU, 2013. 5. Kushvyd R.P. Yspytaniya avtomobylya: uchebnyk / R.P. Kushvyd – Moscow: Yzdatel'stvo MHIU, 2011. 6. Lytvynov A.S. Upravlyaemost' y ustoychivost' avtomobylya / A.S. Lytvynov. – Moscow: Mashynostroenye, 1971. 7. Pavlov V. A. Nauchnye y metodologicheskiye osnovy razvitya armeyskykh avtopoezdov, prytsepov y poluprytsepov [Tekst]: dys. dokt. tekhn. nauk: 20.02.14 / Pavlov V.A. – Bronytsy, 2002. 8. Zasoby transportni dorozhni. Ekspluatatsiyni vymohy bezpeky do tekhnichnoho stanu ta metody kontrolyu: DSTU 3649–97–[Chynnyy vid 1999-01-01]. – Kiev: Derzhstandart Ukrainy, 1998 – (Derzhavnyy standart Ukrainy). 9. Polyakov A.P. Analiz shlyakhiv pidvyshchennya stiykosti ta kerovanosti vantazhnykh avtomobiliv z napivprychepamy / A. P. Polyakov, M. S. Hrechanyuk . Visnyk Vinnyts'koho politekhnichnoho instytutu – 2010. – No5. – 90–95. 10. Upravlyaemost' y ustoychivost' avtomobyley mnohotselevoho naznachenyya / V. H. Chelnokov, H. Z. Luk'yanov . Zhurnal Avtomobyl'nykh Ynzhenerov. – 2011. – No(68). – 28–33.

Надійшла (received) 02.02.2012

УДК 621.83.062

Обґрунтування застосування гідрооб'ємно-механічних трансмісій на колісних тракторах шляхом експериментального визначення основних експлуатаційних характеристик гідрооб'ємної передачі / В.Б. Самородов, О.І. Деркач, С.О. Шуба, В.М. Шевцов, М.О. Мітцель // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 9 (1118). – С. 3–8. – Бібліограф.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведено експериментальні дослідження гідрооб'ємної передачі, що входить до складу гідрооб'ємно-механічної трансмісії, і отримані основні параметри, що характеризують ефективність її роботи. В результаті експерименту підтверджено ефективність безступінчастої гідрооб'ємно-механічної трансмісії і доцільність її використання на колісних тракторах різного тягового класу. Представлена кінематична схема оригінального випробувального стенду трансмісії і місця підключення реєструючих контрольно-вимірювальних приладів.

Ключові слова: трактор, безступінчаста трансмісія, гідрооб'ємна передача, експлуатаційні характеристики, експериментальний стенд.

УДК 631.3-52

Тракторна енергетика: проблеми та їх розв'язання / А.Т. Лебедєв // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 9 (1118). – С. 9–16. – Бібліограф.: 15 назв. – ISSN 2078-6840.

Систематизовані основні напрямки розвитку тракторної енергетики на найближчі роки та перспективу, які базуються на результатах розгляду проблем у цій галузі та аналізі наукових досліджень з теорії і конструкції трактора. Даними напрямками можуть бути: агротехнологічна адаптивність, енергетична адаптація моторно-трансмісійних установок, агрофільність ходових систем, мехатроніка. Розв'язання цих проблем спрямовано на підвищення технологічної адаптації тракторів та їх екологічної безпеки, а також розв'язання питань їх автоматизації і контролю технічного стану.

Ключові слова: тракторна енергетика, агротехнологічна адаптивність, моторно-трансмісійні установки, ходові системи, мехатроніка.

УДК 621.793.7

Підвищення ресурсу деталей шасі колісних тракторів під час їх відновлювального ремонту / С.О. Лузан // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 9 (1118). – С. 17–22. – Бібліограф.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Досліджена динаміка зношування плазмових покриттів ПГ-10Н-01 і встановлена залежність величини зносу покриттів від напрацювання. Встановлено, що динаміка зносу від напрацювання досліджених зносостійких матеріалів покриттів ПГ-10Н-01 і ПГ-12Н-01 мають однаковий характер, найменша величина зносу у покриття ПГ-10Н-01, що в 6,4 рази менше ніж у сталі 45. З метою підвищення ресурсу відновленого вала привода переднього й заднього мостів трактора типу Т-150К рекомендовано застосовувати спосіб плазмового напilenня порошкового матеріалу ПГ-10Н-01.

Ключові слова: плазмове напilenня, покриття, знос, ресурс, порошковий матеріал.

УДК 631.372

Аналіз використання шин на сільськогосподарських тракторах / О.Ю. Ребров, Р.П. Мигущенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 9 (1118). – С. 23–27. – Бібліограф.: 12 назв. – ISSN 2078-6840.

Розглянуті дані щодо використання типорозмірів шин на зарубіжних сільськогосподарських тракторах. Запропоновано методику визначення ефективності використання тракторних шин за коефіцієнтом ефективності шин на тягових технологіях. Зазначений коефіцієнт враховує різні режими роботи трактора при виконанні типових сільськогосподарських технологій. Коефіцієнт ефективності є еквівалентом середньоінтегральної продуктивності. Наведені результати теоретичних досліджень перспективності комплектування вітчизняних тракторів шинами, що широко використовуються зарубіжними виробниками.

Ключові слова: тракторна сільськогосподарська пневматична шина, типорозмір шини, обід колеса, типова сільськогосподарська операція.

УДК 625.032.821

Нормування параметрів розгону легкового автомобіля / В.П. Волков, Е.Х. Рабінович, В.О. Зуєв, Ю.В. Зибцев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 9 (1118). – С. 28–32. – Бібліограф.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

У статті обґрунтовано вибір методу розрахунку нормативів часу розгону автомобілів при дорожнім діагностуванні з емпіричними поправками, що відбивають зміну конфігурації кривої крутного моменту при розгоні на різних передачах: зниження максимального крутного моменту й зсув його частоти уздовж осі частот обертання колінчатого вала залежно від передаточного числа включеної передачі в трансмісії, а також збільшення крутості гілок цієї кривої залежно від віку або напруження двигуна.

Ключові слова: розгін, час, крутний момент, максимум, частота, зниження, зсув, експеримент, розрахунок, поправки.

УДК 629.33:004.8

Дослідження ефективності функціонування системи управління адаптивної підвіски автомобіля / О.Я. Ніконов, В.І. Фастовець, В.М. Шуляков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 9 (1118). – С. 33–37. – Бібліограф.: 14 назв. – ISSN 2078-6840.

У статті розглянута задача дослідження ефективності функціонування системи управління адаптивної підвіски автомобіля на основі використання нейро-нечітких регуляторів. Синтезовано два нейро-нечітких регулятора що працюють у різних умовах експлуатації. Один регулятор створений з використанням методу решітки з трикутною функцією належності, а другий з використанням методу субтрактивної кластеризації. Проведені дослідження підтвердили ефективність використання інтелектуальних систем управління в інтегрованих інформаційно-керуючих системах адаптивної підвіски автомобіля.

Ключові слова: нейронні мережі, нечітка логіка, система управління, адаптивна підвіска, моделювання, ефективність, автомобіль.

УДК 629.114:622.684

Системний підхід як метод дослідження функціонування кар'єрних самоскидів / Ю.А. Монастирський, В.М. Серебренников, В.В. Потапенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 9 (1118). – С. 38–44. – Бібліограф.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Застосовано системний підхід при дослідженні функціонування кар'єрних автосамоскидів БЕЛАЗ. Виконано моделювання підсистем технологічних станів машин і переходів між ними за схемою марківського процесу з дискретними станами й безперервним часом. Згідно до моделі, ймовірності знаходження автомобілів у різних технологічних станах описані системою диференціальних рівнянь, рішення якої дало можливість сформулювати мету і функціонал ефективної експлуатації техніки, досягнути раціональної вартості роботи транспортної системи кар'єрних самоскидів.

Ключові слова: кар'єрний самоскид, системний підхід, математична модель.

УДК 629.33.067

Аналіз застосування різнотипних датчиків та систем в автомобільних транспортних засобах / Р.М. Швець // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 9 (1118). – С. 45–50. – Бібліограф.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Викладений перспективний підхід до збільшення інформованості водія про оперативну обстановку на дорозі, зниженню ймовірності дорожньо-транспортних пригод, а також покращення управління автомобілем при русі в щільному транспортному потоці, колоні. У зв'язку з цим, особливої значущості набуває вимога до високої рухомості автомобільних базових шасі озброєння і військової техніки. Проведено порівняння між собою різнотипних неконтактних датчиків швидкості і дальності до потенційно-небезпечних об'єктів, що використовуються при виробництві системи попередження зіткнень автомобілів.

Ключові слова: системипопередження зіткнень автомобілів, транспортні засоби

УДК 629.017

Оцінка збурюючих впливів дороги на багатоланковий багатовісний автомобільний поїзд / К.Г. Яценко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 9 (1118). – С. 51–56. – Бібліограф.: 9 назв. – ISSN 2078-6840.

Отримала подальший розвиток теорія експлуатаційних властивостей засобів рухомості, що рухаються в складних дорожніх умовах. Визначено максимальні частоти збурюючих впливів нерівностей дороги на ходову частину багатоланкових багатовісних автопоїздів. Отримані аналітичні вирази дозволяють визначити максимально допустиму швидкість руху автомобільного поїзда при впливі на ходову частину дорожніх нерівностей. Обмеження швидкості руху дозволить зберегти стійкість та керованість автомобільного поїзду.

Ключові слова: засоби рухомості, автомобільний поїзд, багатовісний, багатоланковий, частота власних коливань, резонанс.

УДК 629.3+504

Розрахунок пробігу гібридного автомобіля на електричній тязі в залежності від умов експлуатації / А.О. Борисенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 9 (1118). – С. 57–61. – Бібліограф.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В роботі проведено розрахунок пробігу гібридного автомобіля на електричній тязі в залежності від умов експлуатації. Проведено обґрунтування необхідності підвищення паливної економічності та екологічної чистоти гібридних автомобілів за рахунок використання електричної енергії, що накопичується у блоку акумуляторних батарей. В результаті виконання розрахунку проведений вибір та обґрунтування кількості акумуляторних батарей у накопичувачі електричної енергії. Зроблені висновки.

Ключові слова: екологічність, електромобіль, гібридний автомобіль, умови експлуатації, акумуляторна батарея

УДК 629.017

Вплив умов експлуатації на стійкість положення шарнірно-зчленованих засобів транспорту / Є.О. Дубінін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 9 (1118). – С. 62–68. – Бібліограф.: 12 назв. – ISSN 2078-6840.

Виконана кількісна оцінка комплексного впливу умов експлуатації шарнірно-зчленованих засобів транспорту на їх стійкість проти перекидання при русі. Використання кутової швидкості в якості критерію дозволяє відстежувати процеси, які відбуваються при русі засобу транспорту нерівностями, і своєчасно інформувати водія про небезпеку виникнення аварійної ситуації. Отримані результати дозволяють підвищити безпеку експлуатації шарнірно-зчленованих засобів транспорту.

Ключові слова: засіб транспорту, шарнірно-зчленований, комплексний вплив, умови експлуатації, стійкість положення, безпека.

УДК 629.113

Вплив типу системи живлення на екологічні показники автомобіля в умовах експлуатації / В.В. Славін, І.В. Манько, А.В. Гулько // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 9 (1118). – С. 69–75. – Бібліограф.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Визначені екологічні показники бензинового двигуна з різними системами живлення в режимах навантаження та в швидкісних режимах активного і примусового холостого ходу. Експериментальними дослідженнями на моделюючому роликовому стенді за програмою Європейського їздового циклу визначено екологічний рівень забруднення атмосферного повітря автомобілем, обладнаним в умовах експлуатації системами впорскування бензину зі зворотнім зв'язком і нейтралізації відпрацьованих газів.

Ключові слова: відпрацьовані гази, бензиновий двигун, автомобіль, система впорскування, карбюратор, екологічні показники.

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518

Особливості теплової підготовки транспортного двигуна за допомогою накопичувача моторної оливи з тепловим акумулятором фазового переходу / І.В. Грицук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 9 (1118). – С. 76–81. – Бібліограф.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

У статті описані результати теплової підготовки оливи транспортного двигуна за допомогою накопичувача моторної оливи з тепловим акумулятором фазового переходу у складі комплексної системи комбінованого прогріву. Отримані результати дозволяють повною мірою урахувати умови

експлуатації для здійснення довготривалого зберігання теплової енергії не працюючого двигуна транспортного засобу в різних кліматичних умовах експлуатації і формування ефективного складу комплексної системи комбінованого прогріву.

Ключові слова: транспортний засіб, експлуатація, зберігання теплової енергії, накопичувач моторної оливи з тепловим акумулятором, фазовий перехід, комплексна система комбінованого прогріву.

УДК 629.3.504

Методика оцінки потреби в запасних частинах для транспортних машин / Ан.В. Бажинов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 9 (1118). – С. 82–85. – Бібліограф.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Запропоновано метод оцінки потреби запасних частин в системі технічного обслуговування транспортних машин в роботі, який дозволяє раціонально розробити номенклатуру і методи розрахунку номенклатури запасних частин, а також прогнозування потреби їх на заданий період часу по швидкості зношування, заснованих на обліку фізичних характеристик, що показують вплив на витрату запасних частин конструктивних, технологічних та експлуатаційних показників.

Ключові слова: автомобіль, метод, запасні частини, система, технічне обслуговування.

УДК 629.34.012

Визначення шляхів удосконалення існуючої системи технічної експлуатації транспортних засобів, за рахунок розробки концептуальних підходів їх безпечної експлуатації в умовах охорони державного кордону / В.А. Сівак // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 9 (1118). – С. 86–91. – Бібліограф.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

У даній статті проведено визначення та стисле обґрунтування шляхів удосконалення існуючої системи експлуатації транспортних засобів прикордонних підрозділів та органів охорони державного кордону, яке пропонується здійснити за рахунок розробки концептуальних підходів їх безпечної експлуатації в ході виконання оперативно-службових завдань з охорони державного кордону. Крім того, запропоновано послідовність впровадження даних концептуальних підходів з урахуванням складових елементів безпечної експлуатації прикордонних транспортних засобів.

Ключові слова: транспортні засоби, безпека експлуатації, концептуальні підходи, охорона державного кордону.

УДК 629.083

Питомі трудомісткості обслуговування легкових автомобілів фірмовими СТО / В.І. Павлюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 9 (1118). – С. 92–97. – Бібліограф.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проаналізовано нормативи трудомісткостей технічного обслуговування і ремонту легкових автомобілів, що обслуговуються фірмовими станціями технічного обслуговування автомобілів. Розглянуті норми трудовитрат ТО і ремонту для різних модифікацій легкових автомобілів світових виробників. Використовуючи методи теорії ймовірності і математичної статистики для обробки даних, визначені орієнтовні величини питомих трудомісткостей технічного обслуговування і ремонту легкових автомобілів.

Ключові слова: питома трудомісткість, технічне обслуговування, ремонт, станція технічного обслуговування автомобілів (СТО), легковий автомобіль, випадкова величина.

УДК 629.113.001

Оцінка додаткових енергетичних втрат при сталому режимі руху транспортно-тягових машин / М.А. Подригало, Н.П. Артемов, Д.В. Абрамов, М.Л. Шуляк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 9 (1118). – С. 98–107. – Бібліограф.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Пропонується метод оцінки додаткових енергетичних втрат при сталому режимі руху транспортно-тягових машин, заснований на вивченні періодичних законів зміни амплітуди коливання величини тягової сили машини і сил опору руху. Отримані аналітичні вирази, дозволяють проводити оцінку додаткових втрат енергії транспортно-тягових машин в усталеному русі при нерівномірності крутного моменту і сумарної сили опору руху. Визначено напрямок зниження додаткових витрат енергії.

Ключові слова: енергетичні втрати, усталений рух, коливання швидкості, нерівномірність моменту, транспортно-тягові машини.

УДК 629.1.032

До питання використання магніореологічних еластомірів в якості демпфіруючих пристроїв підвіски транспортних засобів / В.В. Душенко, О.Н. Агапов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 9 (1118). – С. 108–113. – Бібліограф.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведено аналіз фізико-хімічних властивостей і характеристик магніореологічних еластомірів. Розглянуто вплив параметрів магнітної частини і еластомірної матриці на модуль втрат та діапазон його зростання під дією магнітного поля, що керує. Зроблено висновок про можливість застосування магніореологічних еластомірів у якості демпфіруючих пристроїв з характеристиками, що керуються, у підвісці транспортних засобів. Намічені напрямки подальших досліджень з метою урахування специфіки експлуатації транспортних засобів та створення працездатних вузлів.

Ключові слова: магніореологічний еластомір, демпфіруючий пристрій, модуль втрат, в'язкість, магнітне поле, керування.

УДК 621.43

Вплив рециркуляції відпрацьованих газів на показники сучасного бензинового двигуна з відключенням групи циліндрів / Ю.Ф. Гутаревич, С.В. Карев // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 9 (1118). – С. 114–120. – Бібліограф.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В даній статті наведені результати експериментальних досліджень по впливу рециркуляції відпрацьованих газів, з відбором після нейтралізатора, на показники сучасного бензинового двигуна з відключенням групи циліндрів. Представлено методику визначення коефіцієнта рециркуляції відпрацьованих газів, виходячи з балансу теплоти. Визначений оптимальний коефіцієнт рециркуляції відпрацьованих газів для двигуна 6Ч 9,5/6,98 для режиму, який широко використовується в умовах експлуатації.

Ключові слова: комбінований метод регулювання потужності, рециркуляція відпрацьованих газів, бензиновий двигун, оксиди азоту, оптимальний коефіцієнт рециркуляції відпрацьованих газів.

УДК 656.13.002.3

Показники якості антифризів та кореляційний зв'язок з електропровідністю / М.І. Наглюк, А.Б. Григоров, І.С. Наглюк // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 9 (1118). – С. 121–125. – Бібліограф.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Отримано залежності зміни показників якості антифризу (густини, в'язкості, водневого показника, електропровідності) в залежності від кількості витраченого палива при експлуатації легкових автомобілів. Наведені значення коефіцієнтів кореляції електропровідності з показниками якості антифризу: густиною, водневим показником, концентрацію продуктів корозійного зношування, мірою корозійного впливу на метали та температури антифризу. Пропонується виконувати зміну антифризу індивідуально на конкретному автомобілі за фактичним станом на підставі діагностичної інформації зміни показників якості.

Ключові слова: антифриз, паливо, показники якості, кореляція, електропровідність, автомобіль, експлуатація.

УДК 629.3.07:631.372

Економічна ефективність переобладнання мобільної техніки для роботи на природному газі / О.В. Захарчук // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 9 (1118). – С. 126–131. – Бібліограф.: 13 назв. – ISSN 2078-6840.

Визначено економічну ефективність переобладнання сільськогосподарської техніки для роботи на природному газі, враховуючи аспекти переобладнання техніки та забезпечення її паливом. Основним критерієм економічної ефективності використання техніки з газовими двигунами є зменшення витрат на паливо. Для забезпечення техніки природним газом в умовах сільськогосподарського господарства можливо застосування пересувного автомобільного газового заправника. Річний економічний ефект від експлуатації парку техніки з газовими двигунами буде 48943 грн. Термін окупності інвестицій – 5 років.

Ключові слова: мобільна техніка, газовий двигун, природний газ, економічна ефективність, термін окупності.

УДК 629.4-592

Математична модель процесу гальмування трьохвісних автомобілів / В.В. Шелудченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 9 (1118). – С. 132–138. – Бібліограф.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

У роботі представлена універсальна математична модель процесу гальмування трьохвісних автомобілів, що дозволяє розкрити фізичну суть процесів і встановити вплив різних факторів (конструктивних параметрів) на динаміку гальмування автомобіля. Така модель дозволяє отримати достатньо точний якісний опис динаміки автомобіля за умови дії порівняно малих бічних сил. Наведена математична модель складається з опису взаємодії коліс з опорною поверхнею, математичної моделі гальмівного механізму та опису сил, що діють на гальмуючий автомобіль.

Ключові слова: автомобіль, гальмівний механізм, динаміка гальмування, математична модель.

УДК 629.118:631.3

Динамічна модель плоскопаралельного руху мотоагрегатів / С.І. Овсянніков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 9 (1118). – С. 139–144. – Бібліограф.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Розроблена динамічна модель плоскопаралельного руху мотоагрегатів, яка враховує динамічні процеси зміни векторів сили опору зчард, дотичних сил рушіїв, сил уводу та опору руху. Наведена модель дозволяє визначити основні параметри руху, а також дає можливість провести оцінку динамічних параметрів агрегату під час конструювання та автоматизації процесів керування рухом.

Ключові слова: мотоагрегат, динамічна система, моделювання процесів, рівняння Лагранжа, плоско паралельний рух.

УДК 629.113

Оптимізація тягово-швидкісних показників ДВЗ з прогресивною технологією управління форсунками / М.В. Підгорний, Є.О. Роздобудько, С.О. Кузьменко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 9 (1118). – С. 145–151. – Бібліограф.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В роботі розглянуто методику оцінки тягово-швидкісних характеристик ДВЗ, виготовлено схему управління форсунками та проведено потрібну кількість експериментів. Розв'язано наступні задачі: аналіз існуючих методів оцінки тягово-швидкісних характеристик ДВЗ; розробка методики експерименту проведення дослідження; аналіз результатів експериментального дослідження; оцінка економічної ефективності експериментальних досліджень параметрів роботи двигуна. Виконано порівняльну характеристику у вигляді таблиць та графіків, щодо використання новітньої технології впорскування форсунок та стандартного режиму впорскування.

Ключові слова: тягово-швидкісна характеристика, схема управління форсунками, методика експерименту, параметри роботи двигуна, порівняльна характеристика.

УДК 656.052.8

Оцінка адекватності існуючих методів визначення показників стійкості транспортних засобів / А.Л. Башинський // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 9 (1118). – С. 152–158. – Бібліограф.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведено аналіз існуючих методів визначення показників поперечної стійкості транспортних засобів. За результатами проведеного аналізу встановлено, що наявні міжнародні нормативні вимоги в оцінці активної безпеки автомобіля розроблені на недостатньому рівні. Визначено, що розрахункова методика оцінки розглянутих властивостей з високою точністю може бути застосована лише для зразків, які близькі по характеристикам до дослідженого зразка, для якого визначені всі показники експериментальним методом.

Ключові слова: керованість, стійкість, транспортні засоби, статична стійкість, методи випробувань.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.83.062

Обоснование применения гидрообъемно-механических трансмиссий на колесных тракторах путем экспериментального определения основных эксплуатационных характеристик гидрообъемной передачи / В.Б. Самородов, О.И. Деркач, С.А. Шуба, В.М. Шевцов, Н.А. Митцель //

Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 3–8. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведены экспериментальные исследования гидрообъемной передачи, входящей в состав гидрообъемно-механической трансмиссии, и получены основные параметры, характеризующие эффективность ее работы. В результате эксперимента подтверждена эффективность бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии и целесообразность ее использования на колесных тракторах различного тягового класса. Представлена кинематическая схема оригинального испытательного стенда трансмиссии и места подключения регистрирующих контрольно-измерительных приборов.

Ключевые слова: трактор, бесступенчатая трансмиссия, гидрообъемная передача, эксплуатационные характеристики, экспериментальный стенд.

УДК 631.3-52

Тракторная энергетика: проблемы и их решения / А.Т. Лебедев // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 9–16. – Библиогр.: 15 назв. – ISSN 2078-6840.

Систематизированы основные направления развития тракторной энергетики на ближайшие годы и перспективу, которые базируются на результатах рассмотрения проблем в этой области и анализе научных исследований по теории и конструкции трактора. Данным направлениям могут быть: агротехнологическая адаптивность, энергетическая адаптация моторно-трансмиссионных установок, агрофильность ходовых систем, мехатроника. Решение этих проблем направлено на повышение технологической адаптации тракторов и их экологической безопасности, а также решение вопросов их автоматизации и контроля технического состояния.

Ключевые слова: тракторная энергетика, агротехнологическая адаптивность, моторно-трансмиссионные установки, ходовая система, мехатроника.

УДК 621.793.7

Повышение ресурса деталей шасси колесных тракторов во время их восстановительного ремонта / С.А. Лузан // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 17–22. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Исследована динамика изнашивания плазменных покрытий ПГ-10Н-01 и установлена зависимость величины износа покрытий от наработки. Установлено, что динамика износа от наработки исследованных износостойких материалов покрытий ПГ-10Н-01 и ПГ-12Н-01 имеют одинаковый характер, наименьшая величина износа у покрытия ПГ-10Н-01, что в 6,4 раза меньше чем у стали 45. С целью повышения ресурса восстановленного вала привода переднего и заднего мостов трактора типа Т-150К рекомендовано применять способ плазменного напыления порошкового материала ПГ-10Н-01.

Ключевые слова: плазменное напыление, покрытие, износ, ресурс, порошковый материал.

УДК 631.372

Анализ применяемости шин на сельскохозяйственных тракторах / А.Ю. Ребров, Р.П. Мигущенко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 23–27. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2078-6840.

Рассмотрены данные применения типоразмеров шин на зарубежных сельскохозяйственных тракторах. Предложена методика определения эффективности использования тракторных шин по коэффициенту эффективности шин на тяговых технологиях. Указанный коэффициент учитывает разные режимы работы трактора на типовых сельскохозяйственных операциях. Коэффициент эффективности является эквивалентом среднеинтегральной производительности трактора. Приведены результаты теоретических исследований перспективности комплектования отечественных тракторов шинами, которые используются зарубежными производителями тракторов.

Ключевые слова: тракторная сельскохозяйственная пневматическая шина, типоразмер шины, обод колеса, типовая сельскохозяйственная операция.

УДК 625.032.821

Нормирование параметров разгона легкового автомобиля / В.П. Волков, Э.Х. Рабинович, В.А. Зуев, Ю.В. Зыбцев // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 28–32. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье обоснован выбор метода расчета нормативов времени разгона автомобилей при дорожном диагностировании с эмпирическими поправками, отражающими изменение конфигурации кривой крутящего момента при разгоне на разных передачах: снижение максимального крутящего

момента и смещение его частоты вдоль оси частот вращения коленчатого вала в зависимости от передаточного числа включенной передачи в трансмиссии, а также увеличение крутизны ветвей этой кривой в зависимости от возраста или наработки двигателя.

Ключевые слова: разгон, время, крутящий момент, максимум, частота, снижение, смещение, эксперимент, расчет, поправки.

УДК 629.33:004.8

Исследование эффективности функционирования системы управления адаптивной подвески автомобиля / О.Я. Никонов, В.И. Фастовец, В.Н. Шуляков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 33–37. – Библиогр.: 14 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье рассмотрена задача исследования эффективности функционирования системы управления адаптивной подвески автомобиля на основе использования нейро-нечетких регуляторов. Синтезированы два нейро-нечетких регулятора работающих в разных условиях эксплуатации. Один регулятор создан с использованием метода решетки с треугольной функцией принадлежности, а второй с использованием метода субтрактивной кластеризации. Проведенные исследования подтвердили эффективность использования интеллектуальных систем управления в интегрированных информационно-управляющих системах адаптивной подвески автомобиля.

Ключевые слова: нейронные сети, нечеткая логика, система управления, адаптивная подвеска, моделирование, эффективность, автомобиль.

УДК 629.114:622.684

Системный подход как метод исследования функционирования карьерных самосвалов / Ю.А. Монастырский, В.М. Серебrenников, В.В. Потапенко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 38–44. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Применен системный подход при исследовании функционирования карьерных самосвалов БЕЛАЗ. Выполнено моделирование подсистем технологических состояний машин и переходов между ними по схеме марковского процесса с дискретными состояниями и непрерывным временем. В соответствии с моделью, вероятности нахождения автомобилей в разных технологических состояниях описаны системой дифференциальных уравнений, решение которой позволило сформулировать цель и функционал эффективной эксплуатации техники, достичь рациональной стоимости работы транспортной системы карьерных самосвалов.

Ключевые слова: карьерный самосвал, системный подход, математическая модель.

УДК 629.33.067

Анализ применения разнотипных датчиков и систем в автомобильных транспортных средствах / Р.М. Швец // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 45–50. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Изложен перспективный подход к увеличению информированности водителей об оперативной обстановке на дороге, снижению вероятности дорожно-транспортных происшествий, а также улучшению управляемости автомобилей при движении в плотном транспортном потоке, колоне. В связи с этим особенного значения приобретает требования к высокой подвижности автомобильных базовых шасси вооружения и военной техники. Проведено сравнение разнотипных неконтактных датчиков скорости и дальности до потенциально-опасных объектов, что используются при производстве систем предупреждения столкновений автомобилей.

Ключевые слова: системы предупреждения столкновений автомобилей, транспортные средства

УДК 629.017

Оценка возмущающих воздействий дороги на много-звенный многоосный автомобильный поезд / К.Г. Яценко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 51–56. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2078-6840.

Получила дальнейшее развитие теория эксплуатационных свойств средств подвижности, движущихся в сложных дорожных условиях. Определены максимальные частоты возмущающих воздействий неровностей дороги на ходовую часть многозвенных многоосных автопоездов. Полученные аналитические выражения позволяют определить максимально допустимую скорость движения автомобильного поезда при воздействии на ходовую часть дорожных неровностей. Ограничение скорости движения позволит сохранить устойчивость и управляемость автомобильного поезда.

Ключевые слова: средства подвижности, автомобильный поезд, многоосный, многозвенный, частота собственных колебаний, резонанс.

УДК 629.3+504

Расчет пробега гибридного автомобиля на электрической тяге в зависимости от условий эксплуатации / А.О. Борисенко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 57–61. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В работе проведен расчет пробега гибридного автомобиля на электрической тяге в зависимости от условий эксплуатации. Проведено обоснование необходимости повышения топливной экономичности и экологической чистоты гибридных автомобилей за счет использования электрической энергии, которая накапливается в блоке аккумуляторных батарей. В результате выполнения расчета проведен выбор и обоснование количества аккумуляторных батарей в накопителе электрической энергии. Сделанные выводы.

Ключевые слова: экологичность, электромобиль, гибридный автомобиль, условия эксплуатации, аккумуляторная батарея

УДК 629.017

Влияние условий эксплуатации на устойчивость положения шарнирно-сочлененных средств транспорта / Е.А. Дубинин // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 62–68. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2078-6840.

Выполнена количественная оценка комплексного влияния условий эксплуатации шарнирно-сочлененных средств транспорта на их устойчивость против опрокидывания при движении. Использование угловой скорости в качестве критерия позволяет отслеживать процессы, происходящие при движении средства транспорта по неровностям, и своевременно информировать водителя об опасности возникновения аварийной ситуации. Полученные результаты позволяют повысить безопасность эксплуатации шарнирно-сочлененных средств транспорта.

Ключевые слова: средство транспорта, шарнирно-сочлененный, комплексное влияние, условия эксплуатации, устойчивость положения, безопасность.

УДК 629.113

Влияние типа системы питания на экологические показатели автомобиля в условиях эксплуатации / В.В. Славин, И.В. Манько, А.В. Гулько // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 69–75. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Определены экологические показатели бензинового двигателя с разными системами питания в режимах нагрузки и в скоростных режимах активного и принудительного холостого хода. Экспериментальными исследованиями на моделирующем роликовом стенде по программе Европейского ездового цикла определено экологический уровень загрязнения атмосферного воздуха автомобилем, оборудованного в условиях эксплуатации системами впрыска бензина с обратной связью и нейтрализации отработавших газов.

Ключевые слова: отработавшие газы, бензиновый двигатель, автомобиль, система впрыска, карбюратор, экологические показатели.

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518

Особенности тепловой подготовки транспортного двигателя с помощью накопителя моторного масла с тепловым аккумулятором фазового перехода / И. В. Грицук // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 76–81. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье описаны результаты тепловой подготовки масла транспортного двигателя с помощью накопителя моторного масла с тепловым аккумулятором фазового перехода в составе комплексной системы комбинированного прогрева. Полученные результаты позволяют в полной мере учесть условия эксплуатации для осуществления долговременного хранения тепловой энергии не работающего двигателя транспортного средства в различных климатических условиях эксплуатации и формирования эффективного состава комплексной системы комбинированного прогрева.

Ключевые слова: транспортное средство, эксплуатация, хранение тепловой энергии, накопитель моторного масла с тепловым аккумулятором, фазовый переход, комплексная система комбинированного прогрева.

УДК 629.3.504

Методика оценки потребности в запасных частях для транспортных машин / Ан.В. Бажинов // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 82–85. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Предложен метод оценки потребности запасных частей в системе технического обслуживания транспортных машин в работы, который позволяет рационально разработать номенклатуру и методы расчета номенклатуры запасных частей, а также прогнозирование потребности их на заданный период времени по скорости изнашивания, основанных на учете физических характеристик, показывающих влияние на расход запасных частей конструктивных, технологических и эксплуатационных показателей.

Ключевые слова: автомобиль, метод, запасные части, система, техническое обслуживание.

УДК 629.34.012

Определение путей совершенствования существующей системы технической эксплуатации транспортных средств, за счет разработки концептуальных подходов их безопасной эксплуатации в условиях охраны государственной границы / В.А. Сивак // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 86–91. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В данной статье проведено определение и краткое обоснование путей совершенствования, существующей системы эксплуатации транспортных средств пограничных подразделений и органов охраны государственной границы, которое предлагается осуществить за счет разработки концептуальных подходов их безопасной эксплуатации в ходе выполнения оперативно-служебных задач по охране государственной границы. Кроме того, предложено последовательность внедрения данных концептуальных подходов с учетом составных элементов безопасной эксплуатации пограничных транспортных средств.

Ключевые слова: транспортные средства, безопасность эксплуатации, концептуальные подходы, охрана государственной границы.

УДК 629.083

Удельные трудоемкости обслуживания легковых автомобилей фирменными СТО / В.И. Павлюк // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 92–97. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проанализированы нормативы трудоемкости технического обслуживания и ремонта легковых автомобилей, которые обслуживаются фирменными станциями технического обслуживания автомобилей. Рассмотрены нормы трудозатрат ТО и ремонта для различных модификаций легковых автомобилей мировых производителей. Используя методы теории вероятности и математической статистики, для обработки данных, определены ориентировочные величины удельной трудоемкости технического обслуживания и ремонта легковых автомобилей.

Ключевые слова: удельная трудоемкость, техническое обслуживание, ремонт, станция технического обслуживания автомобилей (СТО), легковой автомобиль, случайная величина.

УДК 629.113.001

Оценка дополнительных энергетических потерь при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин / М.А. Подригало, Н.П. Артемов, Д.В. Абрамов, М.Л. Шуляк // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 98–107. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Предлагается метод оценки дополнительных энергетических потерь при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин, основанный на изучении периодических законов изменения амплитуды колебания величины тяговой силы машины и сил сопротивления движению. Получены аналитические выражения, позволяют проводить оценку дополнительных потерь энергии транспортно-тяговых машин в установившемся движении при неравномерности крутящего момента и суммарной силы сопротивления движению. Определено направление снижения дополнительных затрат энергии.

Ключевые слова: энергетические потери, установившееся движение, колебания скорости, неравномерность момента, транспортно-тяговые машины.

УДК 629.1.032

К вопросу использования магнитореологических эластомеров в качестве демпфирующих устройств подвески транспортных средств / В.В. Дущенко, О.Н. Агапов // Вестник НТУ «ХПИ».

Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 108–113. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведен анализ физико-химических свойств и характеристик магнитореологических эластомеров. Рассмотрено влияние параметров магнитной части и эластомерной матрицы на модуль потерь и диапазон его роста под действием управляющего магнитного поля. Сделан вывод о возможности применения магнитореологических эластомеров в качестве демпфирующих устройств с управляемыми характеристиками в подвеске транспортных средств. Намечены направления дальнейших исследований с целью учета специфики эксплуатации транспортных средств и создания работоспособных узлов.

Ключевые слова: магнитореологический эластомер, демпфирующее устройство, модуль потерь, вязкость, магнитное поле, управление

УДК 621.43

Влияние рециркуляции отработавших газов на показатели современного бензинового двигателя с отключением группы цилиндров / Ю.Ф. Гутаревич, С.В. Карев // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 114–120. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В данной статье приведены результаты экспериментальных исследований по влиянию рециркуляции отработавших газов, с отбором после нейтрализатора, на показатели современного бензинового двигателя с отключением группы цилиндров. Представлено методику определения коэффициента рециркуляции отработавших газов, исходя из баланса теплоты. Определен оптимальный коэффициент рециркуляции отработавших газов для двигателя 6Ч 9,5/6,98 для режима, который широко используется в условиях эксплуатации.

Ключевые слова: комбинированный метод регулирования мощности, рециркуляция отработавших газов, бензиновый двигатель, оксиды азота, оптимальный коэффициент рециркуляции отработавших газов.

УДК 656.13.002.3

Показатели качества антифризов и корреляционная связь с электропроводностью / М.И. Наглюк, А.Б. Григоров, И.С. Наглюк // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 121–125. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Получены зависимости изменения показателей качества антифризов (плотности, вязкости, водородного показателя, электропроводности) от количества израсходованного топлива при эксплуатации легковых автомобилей. Приведены значения коэффициентов корреляции электропроводности с показателями качества антифриза: плотностью, водородным показателем, концентрацией продуктов коррозионного изнашивания, величиной коррозионного воздействия на металлы и температуры антифриза. Предлагается производить смену антифриза индивидуально на конкретном автомобиле по фактическому состоянию на основании диагностической информации изменения показателей качества.

Ключевые слова: антифриз, топливо, показатели качества, корреляция, электропроводность, автомобиль, эксплуатация.

УДК 629.3.07:631.372

Экономическая эффективность переоборудования мобильной техники для работы на природном газе / О.В. Захарчук // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 126–131. – Библиогр.: 13 назв. – ISSN 2078-6840.

Определена экономическая эффективность переоборудования сельскохозяйственной техники для работы на природном газе, учитывая аспекты переоборудования техники и обеспечения ее топливом. Основным критерием экономической эффективности использования техники с газовыми двигателями является уменьшение затрат на топливо. Для обеспечения техники природным газом в условиях сельскохозяйственного хозяйства возможно применение передвижного автомобильного газового заправщика. Годовой экономический эффект от эксплуатации парка техники с газовыми двигателями будет 48943 грн. Срок окупаемости инвестиций – 5 лет.

Ключевые слова: мобильная техника, газовый двигатель, природный газ, экономическая эффективность, срок окупаемости.

УДК 629.4-592

Математическая модель процесса торможения трехосных автомобилей / В.В. Шелудченко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 132–138. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В работе представлена универсальная математическая модель процесса торможения трехосных автомобилей, которая позволяет раскрыть физическую суть процессов и установить влияние разных факторов (конструктивных параметров) на динамику торможения автомобиля. Такая модель позволяет получить достаточно точное качественное описание динамики автомобиля при условии действия сравнительно малых боковых сил. Приведенная математическая модель состоит из описания взаимодействия колес с опорной поверхностью, математической модели тормозного механизма и описания сил, которые действуют на тормозящий автомобиль.

Ключевые слова: автомобиль, тормозной механизм, динамика торможения, математическая модель.

УДК 629.118:631.3

Динамическая модель плоскопараллельного движения мотоагрегатов / С.И. Овсянников // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 139–144. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Разработана динамическая модель плоскопараллельного движения мотоагрегата, которая учитывает динамические процессы изменения вектора силы сопротивления орудия, касательных сил движителей, сил увода и сопротивления движению. Представленная модель позволяет определить основные параметры движения, а также дает возможность оценить динамические параметры агрегата в процессе конструирования и автоматизации процессов управления движением.

Ключевые слова: мотоагрегат, динамическая система, моделирование процессов, уравнение Лагранжа, плоскопараллельное движение.

УДК 629.113

Оптимизация тягово-скоростных показателей ДВС с прогрессивной технологией управления форсунками / Н.В. Подгорный, Е.А. Роздобудько, С.О. Кузьменко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 145–151. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

В работе рассмотрена методика оценки тягово-скоростных характеристик ДВС, изготовлена схема управления форсунками и проведено экспериментальное исследование. Решены следующие задачи: анализ существующих методов оценки тягово-скоростных характеристик ДВС; разработана методика эксперимента исследования; проведен анализ результатов экспериментального исследования; подана оценка экономической эффективности экспериментальных исследований параметров работы двигателя. Выполнена сравнительная характеристика в виде таблиц и графиков, по использованию новейшей технологии впрыска форсунок и стандартного режима впрыска.

Ключевые слова: тягово-скоростная характеристика, схема управления форсунками, методика эксперимента, параметры работы двигателя, сравнительная характеристика.

УДК 656.052.8

Оценка адекватности существующих методов определения показателей устойчивости транспортных средств / А.Л. Башинский // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2015. – № 9 (1118). – С. 152–158. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведен анализ существующих методов определения показателей поперечной устойчивости транспортных средств. За результатами проведенного анализа установлено, что существующие международные нормативные требования в оценке активной безопасности автомобиля разработаны на недостаточном уровне. Определено, что расчетная методика оценки рассмотренных качеств с высокой точностью может быть применена только для образцов, которые близки по характеристикам к исследованному образцу, для которого определены все показатели экспериментальным методом.

Ключові слова: управляемость, устойчивость, транспортные средства, статическая устойчивость, методы испытаний.

ABSTRACTS

The justification for applying hydrostatic-mechanical transmissions on wheeled tractors by experimental determination of basic performance of hydrostatic transmission / V.B. Samorodov, O.I. Derkach, S. A. Shuba, V.M. Shevtsov, N.A. Mittsel // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 3–8. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The analysis of domestic and foreign literature devoted Experimental study work double-split hydrostatic mechanical sending. Experimental studies of hydrostatic transmission, which is part of hydrostatic-mechanical transmission, and obtained basic parameters characterizing the efficiency of its work. The experiment confirmed the effectiveness of a continuously variable hydrostatic-mechanical transmission and the feasibility of its use in various wheeled tractors drawbar category. Presented kinematic scheme of the original transmission test stand and place of connection recording instrumentation. The results are of interest to researchers working in the field of study of structural schemes HVMT and are proof of the trend increase in the overall efficiency of hydrostatic transmissions by improving the design and use of modern materials in creating hydraulic machines.

Keywords: tractor, continuously variable transmission, hydrostatic transmission, performance, experimental stand.

Tractor power: problems and solutions / A.T. Lebedev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 9–16. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2078-6840.

Systematized the main directions of development of tractor power for the coming years and the future, which are based on the results of the examination of the problems in this area, and analyzing scientific research on the theory and design of the tractor. These areas are: Agriculture technology adaptability, energy adaptation engine-transmission systems, agrofilnost running systems, mechatronics. Solving these problems is aimed at improving the technological adaptation of tractors and their environmental safety, as well as issues of automation and control of technical condition.

Keywords: tractor energy, agrotechnological adaptiveness, options of motor-transmissions, working system, mechatronics.

Improving resource details the chassis of the wheeled tractors during the irreconditioning / S.A. Luzan // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 17–22. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.

Dynamics wear of plasma coatings PG-10N-01 and the dependence the amount of wear the coatings from the experience. Comparative evaluation wear resistance of the restored surface by plasma spraying was carried out according to the average wear rate recovery of the coating and steel 45, heat-treated to a hardness HRC 50. To determine the average wear rate restorative coatings were performed research to determine the amount of wear from experience mate. Comparative tests on wear of plasma coatings were carried out on the car friction-type MI scheme is the disk block in the environment industrial oil brand I-20. The discs and pads were made of steel 45, the floor was nubilalis on the disc, the pads were subjected to heat treatment (hardening and tempering) to a hardness HRC 50.

It is established that the dynamics of wear from developments investigated for wear-resistant materials, coatings PG-10N-01 and PG-12N-01 have the same character, the smallest amount wear of the coating PG-10N-01, which is 6.4 times less than steel 45 HRC 50 in the environment of industrial oils I-20. Performance tests of the drive shaft axle tractorT-150K confirmed the results obtained on the machine friction.To improve resource rebuilt drive shaft front and rear axles of the tractor T-150K, it is recommended to apply the method of plasma spraying powder material PG-10N-01.

Keywords: plasma spraying, coating, wear, share, powder material.

The analysis of tires using on agricultural tractors / A.Yu. Rebrov, R.P. Migushchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 23–27. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-6840.

Within the weight of the tractor and engine power agricultural tires basically determine the technical and economic performance of wheeled tractors and tractor units. Wheeled tractors occupy prevalent segment of the agricultural tractor. Wheeled tractors account for up to 95% of all foreign companies produced tractors. The correct choice of tires for agricultural tractors significantly increases the feasibility, traction and energy performance and productivity of the tractor unit, and also provides an agriculturally allowable soil disturbance. That is why it is actual to analyze the experience of foreign tractor manufacturers relatively applicable tire sizes, as well as consideration of the possibility to equip native tractors with a new tires.

This article presents a method of determining the effectiveness of the tractor tires using on a base of tire performance coefficient due traction technology. We consider the use of the different tire sizes on foreign agricultural tractors. The results of theoretical studies of promising acquisition of domestic tractor tires, which are used by foreign manufacturers of tractors.

Keywords: agricultural tractor tire, tire size, rim, types of agricultural operation.

The calculating of reference values for car acceleration time / V.P. Volkov, E.H. Rabinovich, V.A. Zuyev, Y.V. Zytsev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 28–32. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.

The theory of internal combustion engines do not provide a simple way to calculate the change in the shape of the torque curve as a function of acceleration, so it is difficult to set reference values of the acceleration and process duration for a car diagnostics on a inertia dyno stand, as well as on the road. In the article the method for calculating the reference values of car acceleration parameters on different gears with empirical corrections to reflect the change in the torque curve configuration as a function of the acceleration is proposed. The K1 correction factor takes into account the decrease in torque according to the acceleration, which is approximately described by reduction ratio of the engaged gear in the transmission. The correction additive $\pm \Delta n_{\max}$ takes into account the offset of max torque revs along the axis of engine revolutions depending on the same parameter. The K2 correction factor takes into account an increase in the slope of the torque curve branches to the right and left of the maximum torque rpm depending on engine wear, which is approximately described as its life duration. Checking the data of 10 cars in 17 test showed that the proposed method of calculation gives a more close to the experimental values acceleration time than other methods that do not use such corrections. The corrections should be applied to the nominal torque curve approximated by a polynomial of the third or better the sixth degree. Leiderman's formula is supposed to apply only in the absence of the nominal curve in a limited range of speeds. A simplified version of this formula to use is not allowed.

Keywords: acceleration time, the torque, the maximum frequency, reduction, displacement, experiment, calculation, corrections

Management system adaptive suspension car effectiveness research / O.J. Nikonov, V.I. Fastovec, V.M. Shuliakov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 33–37. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2078-6840.

The problem of study of the effectiveness of the control system of the adaptive suspension car through the use of neuro-fuzzy controllers is considered. Two neuro-fuzzy controller working in different operating conditions are synthesized. One controller is created using a grid partition method with a triangular membership function, and a second one is created using subtractive clustering method. The effectiveness of the use of intelligent control systems for integrated information and control systems adaptive suspension car was confirmed. The application of neuro-fuzzy adaptive controllers is useful when designing electronic control systems and mechanisms cars units, electric cars, hybrid cars, as well as the development of new methods of diagnosis and prognosis of the technical state of means of transport, providing high efficiency of their use, and reliability. The use of neuro-fuzzy controllers in the control systems of electro-hydraulic servo drives of the car adaptive suspension has improved the quality of transients in the control and the regulation of time, and it allowed to expand the area of the system stability, which in its turn will improve the reliability of the system.

Keywords: neural networks, fuzzy logic, control system, adaptive suspension, modeling, efficiency, car.

System approach as a research method of open pit truck functioning / Yu. Monastyr'skyy, V. Serebrenykov, V. Potapenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 38–44. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The article gives a detailed analysis of achievements in the field of design, production and maintenance operation of open pit trucks of especially big loading capacity. There were studied current regulation on maintenance operation, diagnosing and repair, operating and repair manuals for BelAZ open pit trucks. The work purpose, defined in using of system approach during modeling of open pit trucks' functioning, is formulated. Modeling of subsystems of technological conditions of cars and transitions between them according to the scheme of Markov process with discrete states and continuous time is realized. According to model, probabilities of finding of cars in different technological states are described by system of the differential equations. Solving the system of equations allowed formulating the purpose and the functionality of effective operation of open pit truck equipment considering profit, costs of scheduled and unscheduled maintenance of cars. Determination of optimum parameters of functionality will allow reaching rational working costs of open pit trucks' transport system. Results of researches allow continuing the analysis of transport system operation, in order to assess

actual and forecasting future condition of cars, a correcting of maintenance operation system, diagnosing and car repairs, increase of their reliability.

Keywords: open pit truck, system approach, mathematical model.

Application analysis of different sensors and systems in motor vehicles / R.M. Shvec // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 45–50. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.

The growth potential of border protection units, increasing of technical capacity of means of border protection are inseparably linked with improving of tactical and technical performance and efficiency of vehicles. As a result of adoption of new types of acquisition of means of border protection, changing forms and methods of their use, vehicles have become the primary means of mobility, providing movement and use in border protection, and maneuver capabilities. In this regard, requirement of high mobility basic chassis acquires special significance.

The article reveals perspective approach to increase awareness of the driver concerning the operational situation on the road, reducing the likelihood of accidents and improving driving in heavy traffic flow, column.

A comparison between a diverse non-contact velocity and range sensors to potentially hazardous objects that are used in the manufacture of car collision warning system has been conducted.

Keywords: collision warning car system, motor vehicles, vehicles.

Evaluation of the road disturbances on multi-chassis multilink road train / K.G. Yatsenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 51–56. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-6840.

Stability and controllability are some of the most important performance properties that are responsible for wheeled vehicles traffic safety. The task of improving the stability of these properties has particular relevance when moving multi-chassis multilink road trains in difficult road conditions, under the influence of disturbances from the support surface irregularities. The theory of operational properties of mobility means moving in difficult road conditions is further developed. It's determined the maximum frequency of road disturbances on the multi-chassis multilink trucks. Obtained analytical expressions allow us to determine the road train maximum permissible speed when the road irregularities under carriage exposed. Speed limit will keep the stability and control of road trains. When the own frequencies and forced oscillations coincide the resonance phenomenon occurs, leading to a sharp increasing in the amplitude of forced oscillations. As the forced oscillations considered vehicle driven wheels oscillations, which creates the driver on the steering wheel.

Keywords: vehicle traffic, road train, polyaxial, multiaxial, natural frequency, resonance.

The calculation mileage hybrid car on electricity, depending on the operating conditions / A.O. Borysenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 57–61. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

In work calculated the mileage hybrid car to electric traction depending on operating conditions. A rationale for increasing fuel efficiency and environmental purity of hybrid vehicles through the use of electrical energy that is stored in the unit batteries. The objective is to increase fuel efficiency and environmental purity of hybrid vehicles through the use of electrical energy that is stored in the unit batteries. To determine the number of batteries as part of a hybrid power plant calculation of mileage hybrid car to electric traction depending on operating conditions. The main problem is the selection and justification of the number of batteries in electric energy storage hybrid vehicle. As a result of the calculation of distance run hybrid vehicle curb weight 1000 kg on electric traction depending on the operating conditions and the number of used batteries in the power supply show that breaking 30 ... 40 km in average driving conditions sufficient to apply 20 Battery type LFP090AHA 3.2V / 90Ah. Maximum mileage will then be up to 60 km.

Keywords: ecological compatibility, electric car, hybrid car, operating conditions, the battery

Influence of operating conditions on the articulated vehicles position stability / Ye. Dubinin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 62–68. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-6840.

The quantitative estimates of the operating conditions combined effect of articulated vehicles for their resistance to rollover while driving is carried out. It is determined that the mean values of angular velocities of sections on rough terrain exceeds the analogous provisions of the stability criterion for the case of motion on the horizontal surface with significant roughness of the microprofile more than 1,2 times for the front and not significantly different for the rear sections. Thus, the maximum values of the angular velocities of sections in the same driving conditions differ by no more than 35%. Using the criterion of angular velocity allows to monitor

the processes occurring when driving over rough terrain and inform the driver of the danger of emergency situations occurrence. The results obtained make it possible to improve the safety of articulated vehicles operation.

Keywords: vehicle, articulated, complex influence, operating conditions, position stability, safety.

The influence type feed system on environmental value automobile under operation conditions / V.V. Slavin, I.V. Manko, A.V. // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 69–75. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The conducted extensive studies and obtain comparative performance petrol engine 4CH7,6/6.6 and VAZ-21051 with the standard carburetor system and electronic fuel injection distributed feedback and neutralization system. From these characteristics of the active idling seen that the work with the carburetor system of the engine to rich air-fuel mixture is characterized by elevated concentrations of CO, CmHn in exhaust gases as compared with those at application rates of fuel injection system which provides a stoichiometric mixture composition. At idle, the injection system provides effective neutralization of CO, CmHn within 88...100% throughout the high-speed mode. In the load operation ($n_d = 2000 \text{ min}^{-1}$) to enrich a mixture of CO and CmHn neutralization using the injection is 79...100%, with the carburetor system, respectively 45...78%. Neutralization efficiency throughout the range of NOx load curve increases from 69% to 91% of the injection system. In addition, the operation of the engine with a carburetor system provides less effective neutralization of NOx (34...81%), due to the deviation of the mixture composition. The characteristics of overrun can be seen that the use of fuel injection system increases the efficiency of the three-catalytic converter catalycity in these modes. In the range of loads $n_d = 926...600 \text{ min}^{-1}$ neutralization efficiency of CO and CmHn injection system averages 94.2...80%, respectively, with a carburetor system 28...42.3%. Neutralization NOx when engine deceleration is increased with air injection in the range 27...81%. Under the same conditions neutralization less NOx (19...50%) for the operation of the engine with a carburetor system, due to a significant enrichment of the mixture. Experimental studies of the car equipped with fuel injection in motion by the European driving cycle demonstrated compliance with environmental standards level "Euro-2" with a reserve.

Keywords: exhaust gas, petrol engine, automobile, injection system, carburetor, environmental value.

Features heat training vehicle engine by means of storage device motor oil with heat accumulator phase transition/ I.V. Gritsuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 76–81. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

This article describes the results of thermal preparation of oil of transportmotor by means of motor storage device motor oil with heat accumulator phase transition in complex systems combined heating. The complex system of combined heating motor vehicle or power plant consists of subsystems: the accelerated warming, waste heat exhaust gas heat accumulator phase transition, and the contact thermal battery storage device engine oil with a thermal battery. The complex system is structurally combined heating as a part, to cooling systems and engine lubrication and takes part of their functions and performs a decisive influence on the course of the workflow engine, and it provides pre-heating of starting and coolant in the cooling system and engine oil in engine lubrication system to the temperature at which it is possible to carry the load of the engine, and then to operating temperature and long-term support them within the stipulated workflow and design of the internal combustion engine. The article presents the results of experimental studies storage device motor oil with heat accumulator phase transition in the laboratory and in the vehicle and theoretical studies of its use in different variants and sub-elements of the complex system combined heating vehicle engine. The results allow to fully take into account the operating conditions for the implementation of long-term storage of thermal energy not working engine vehicle in different climatic conditions and forming an effective part of a comprehensive system of combined heating.

Keywords: vehicle, maintenance, storage of thermal energy, storage device engine oil with heat storage, phase transition, a complex system of combined heating.

Methods of assessing the need for replacement parts for motor vehicles / An.V. Bazhinov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 82–85. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

A method for estimating the need of spare parts in the maintenance of transport vehicles in operation, which allows you to develop a rational nomenclature and methods of calculating the range of spare parts, as well as forecasting their needs for a specified period of time on the wear rate, based on consideration of the physical characteristics, showing the impact on consumption spare parts design, technology and performance. Assess the need for replacement parts produced by analysis of the transport of the machine operating conditions, which allows to determine the influence of features of work powertrains in specific circumstances to change the

requirements for spare parts of a particular denomination. Also provides for the use of an experimental method in cases where a road transport enterprise operated a small number of cars of this model, calculation and statistical method can not be applied due to lack of evidence of the need for spare parts.

Keywords: car, method, spare parts and system maintenance.

Determining of ways of improvement of the existing system of vehicle operation by means of the development of conceptual approaches of their safe operation in state border protection / V.A.Sivak // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 86–91. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

This article provides a brief definition and grounding of ways of improvement of the existing system of vehicle operation of border protection units and detachments, which is offered to be implemented by means of the development of conceptual approaches of their safe operation during the execution of the operational and service tasks of border protection. The essence of the existing system of technical operation of vehicles, defined characteristic conditions of their use in border protection. The specified list of factors that affect the safe operation of vehicles during the execution of the border departments of various operational and service tasks. Considered one of the options for improving the system of technical operation and system software autotechnical, the essence of which is the introduction of a system of self-drive vehicles and fixing them by officials of departments and agencies, in addition to planned extensive involvement of civil service stations and auto repair businesses on a contractual basis for repair and preventive maintenance repair work on vehicles. Furthermore, the sequence of these conceptual approaches implementation considering the components of safe operation of border vehicles is offered in the article.

Keywords: vehicles, operational safety, conceptual approaches, border protection.

The specific labour input in maintenance of passengers cars by Brand Service Stations / V.I. Pavlyuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 92–97. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

This issue has analysed the standards of labour input in maintenance and repair of passengers cars according to warranty period. The data of service stations belongs to car manufacturers. The labour input in maintenance and repair is being studied for cars of different world vehicle manufacturers. The methods of Probability Theory and Mathematical Statistics have been used for data processing. The logarithmic-normal Law of Distribution of random Variable has been identified. The numeral characteristics of Law of Distribution of random Variable have been determined. The calculated value of labour input in maintenance and repair of passengers cars has been defined. The labour input in maintenance and repair of passengers cars is given for different car classes. The determined labour input in maintenance of passengers cars of Asian manufacturers is larger than similar of European manufacturers. The received values of labour input are lower than the defined ones in the legal normative documents in our country. The results of these calculations can be used in constructing Service Stations which belong to Vehicle manufacturers or Brand Service Station.

Keywords: specific labour input, maintenance, repair, vehicle service stations, passenger car, random Variable.

Evaluation of additional energy losses in the steady state movement transport and traction machines / M.A. Podrigalo, N.P. Artiomov, D.V. Abramov, M.L. Shulyak // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 98–107. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

We propose a method estimates the additional energy losses in the steady state of motion of transport and traction machines, based on the study of the laws of periodic variation of the amplitude fluctuations in the value of the traction force of the machine and motion resistance forces. Steady motion is accompanied by longitudinal linear acceleration caused by vibrations of the linear speed of the machine with respect to its mean value. The analytical expressions allow for evaluation of additional loss of energy transport and traction machines in steady motion with the uneven torque and total resistance force. In this case, the loss additional energy is directly proportional to the sum of vibration amplitudes traction and total resistance force. The direction of reducing the additional costs of energy. The use of engines with minimal indicators unevenness of torque direction there is additional energy reduction.

Keywords: energy losses, steady motion, speed fluctuations, unevenness of torque, transport and traction machines.

On the question of the use of magnetorheological elastomers as suspension damping devices of vehicles / V.V. Dushchenko, O.N. Agapov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 108–113. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

Analysis of the physicochemical properties and characteristics of the magnetorheological elastomers. The influence of the parameters of the magnetic part and the elastomeric matrix on the loss modulus and the range of its growth under the control of the magnetic field. By adjusting the control of the magnetic field, depending on the size and concentration of magnetic particles can change the energy absorbing MRE (loss modulus) of 4 to 18 times or more. The larger the size and concentration of magnetic particles and magnetic field more, the greater the loss modulus. MRE research results showed that the elastic modulus of 4 ... 5 times dominated module losses, ie the elastic properties dominate the MRE damping. It remains unexplored question of speed, which is important when using MRE in vehicle suspension damping devices governed. Performance depends on the ratio of viscous and elastic properties of MRE. It is necessary to conduct a study on the matrix material (rubber, silicone, polyurethane or other.) That would satisfy most application requirements MRE in hardpoints vehicles. It is concluded that the possibility of using elastomers as a magnetorheological damper devices with controlled characteristics in a vehicle suspension. Outlined directions for further research to take into account the specifics of the operation of vehicles and the creation of efficient units.

Keywords: magnetorheological elastomers, damping device, the loss modulus, the viscosity, the magnetic field, control.

Influence of exhaust gas recirculation on the performance of modern gasoline engine with group of cylinders which disconnected/ Y.F. Gutarevich, S.V. Karev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 114–120. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

In the article presents the results of experimental studies on the effects of recirculation of exhaust gases, with pick exhaust gases after neutralizing tank, the performance of modern gasoline engine with disconnected cylinders. The method of determining the coefficient of exhaust gas recirculation, based on heat balance. The results of experimental studies have shown that using of exhaust gas recirculation in modern gasoline engine did not influence on ratio of the fuel-air mixture results, decreased the fuel consumption per hour, and therefore effective power, sharply decreased the concentration of nitrogen oxides, the concentration of oxide and dioxide carbon almost not changed, the concentration of hydrocarbons slightly increased. Featuring the derivative of nitrogen oxides and specific fuel consumption have determined optimal ratio of exhaust gas recirculation for 6CH9.5/6.98 engine for the mode, which is widely used in operation, according to the profile it is 6 ... 6.5%.

Keywords: combined power control method, exhaust gas recirculation, petrol engine, nitrogen oxides, the optimal rate of exhaust gas recirculation.

Quality parameters of antifreezes and correlation relationship with electroconductivity / M.I. Naglyuk, A.B. Grigorov, I.S. Naglyuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 121–125. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The dependences of change of quality parameters of antifreeze (density, viscosity, pH, electroconductivity) from the consumed fuel quantity in the maintenance of light vehicles are received. The values of correlation coefficients of electroconductivity with quality parameters of antifreeze: density, pH, concentration of the corrosive wear products, the value of the corrosive to metals and antifreeze temperature are described. It is proposed to make change of antifreeze individually on a particular car depending from actual condition on the basis of diagnostic information changes of quality parameters.

Keywords: antifreeze, fuel, quality parameters, correlation, electroconductivity, car, maintenance.

Economic efficiency reconstruction of mobile technology for operation on natural gas / O. Zakharchuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 126–131. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2078-6840.

Determined economic efficiency of reconstruction of agricultural machinery for operation on natural gas, taking into account aspects of the conversion equipment and ensure its fuel. The main criterion of economic efficiency of using equipment with gas engines is a reduction the fuel costs. To ensure equipment of natural gas in the agricultural sector may with using a mobile automotive gas tanker that is designed for the transportation, storage and refilling machinery by top-pressure recovery method on the place of work. The annual economic effect from the operation of the park equipment with gas engines will be 48 943 UAN. Payback period – 5 years. The using of natural gas as a motor fuel for agricultural machinery showed the following advantages: achieving significant economic effect, stable ensuring equipment of fuel, improving environmental indicators and increasing engine resources.

Keywords: mobile machinery, gas engine, natural gas, economic efficiency, payback period.

Mathematical model of process of braking of three axis cars / V.V. Sheludchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 132–138. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

In work the presented universal mathematical model of process of braking of three axes cars, that allows to expose physical essence of processes and to set influence of different factors (structural parameters) on the dynamics of braking of car. Such model allows to get sufficiently exact high-quality description of dynamics of car on condition of action it is comparative small lateral forces. The resulted mathematical model consists of description of co-operation of wheels with a supporting surface, mathematical model of brake mechanism and description of forces which operate on a braking car. The mathematical model of brake mechanism from the present losses describes separately increase of drive pressure, delay of decline of brake moment, decline of drive pressure. In addition the external environments of car use in the mathematical model of braking process, the approximating function of φ -S diagram which is recommended for by the use at the design of process of braking of tractor is resulted. Authenticity of the got results in the process of design largely depends on correctness of choice of dependence function of $\varphi=f(S)$. For this reason in work for more correct determination of φ a such mathematical model which use the size of rate of movement of car is select.

Keywords: car, brake mechanism, braking dynamics, mathematical model.

Dynamic model of the flat parallel motion is paved unit / S.I. Ovsyannikov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 139–144. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.

The article deals with the dynamic processes of the moto aggregate's motion, the distinguishing feature of them is the force operator involvement in the dynamics of movement, which is used to manage foreign exchange movement, depth control, traction machine parameters change. The analysis of the literature has shown that the existing mathematical models do not meet the goal, namely, does not take into account the force operator involvement in the dynamics of movement.

For definitions some of the components have been taken known dependencies, namely: the definition of the tangent wheel traction and rolling resistance - model Guskov V.V., rolling resistance – Heydekelyas' formula, resistance guns - dependence Goryachkina V.P. In this paper we consider a special case - plain-parallel motion of the motoaggregate. The model is based upon the Lagrange equation. Result of this work is a system of differential equations that can be solved by the method of Runge-Kutta 4th order. The developed model allows define the basic parameters of the movement and estimate the dynamic characteristics of the aggregate at the design stage but also use them in the automatic traffic control systems.

Keywords: motoaggregate, dynamic system modeling processes, Lagrange equation, plane-parallel motion.

Optimize Pull-speed performance of internal combustion engines with advanced technology management nozzles / N. Pidhorny, E. Rozdobudko, S. Kuz'menko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 145–151. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

Car electronics continues to evolve under the influence of high-level global computer technology. The use of electronics enhances precision dispensing fuel compared to a carburetor mixing principle, increasing reliability of motor control, simplifying maintenance and unloading the driver receives the necessary information for efficient driving.

The paper deals with the method of evaluation Pull-speed characteristics of ICE. It is given the control scheme of nozzles and the required number of experiments is proposed.

It is shown that the following tasks are solved:

1. Analysis of existing valuation methods of Pull-speed characteristics of ICE.
2. Preplanning of experimental technique of investigation.
3. Analysis of results of experimental investigation.
4. Analysis of economic efficiency of an invention with its parameters.

It is introduced the comparative characteristic as to using the new technology of injection of nozzles and conventional mode of injection in tabular and graph forms. Comparative characteristics in tables and graphs on the use of new technology and injection nozzles default mode injection. During the performance turned out that the most appropriate mode of multi-injection parameters are close to 600 Hz and skvazhnosti 20% since the scheme was designed to control the average value of 4 ms pulse in and dividing it by 2 pulse period of 1.5 ms.

Keywords: Pull-speed characteristic, diagram control nozzles, experiment method, parameters of engine work, comparative characteristics.

Evaluation of the adequacy of existing methods for determination of stability indicators of vehicles / A.L. Bashynskyj // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – No 9 (1118). – P. 152–158. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

There is a necessity for moving of not only personnel but also material facilities, in particular combustible-lubricating materials, various unoverall loads, building materials and other during providing of actions of subdivision of guard of border. The vehicles use with trailers, by semitrailers or in composition. These types of vehicles behave to the cars with a barycenter, which change. Therefore, there is a necessity to provide high safe speed of moving of load.

The analysis of existing methods for determination of lateral stability of vehicles has been conducted. The results of the analysis showed that existing international regulatory requirements on the evaluation of car active safety are insufficiently developed. It was determined that the calculation methodology of estimating properties with high accuracy can be used only for samples that are similar in characteristics to the samples for which all parameters are defined by experimental method.

Keywords: handling, stability, vehicles, static stability, test methods.

ЗМІСТ

ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

В. Б. Самородов, О. И. Деркач, С. А. Шуба, В. М. Шевцов, Н. А. Митцель Обоснование применения гидрообъемно-механических трансмиссий на колесных тракторах путем экспериментального определения основных эксплуатационных характеристик гидрообъемной передачи	3
А. Т. Лебедев Тракторна енергетика: проблеми та їх розв'язання	9
С. А. Лузан Повышение ресурса деталей шасси колесных тракторов во время их восстановительного ремонта	17
А. Ю. Ребров, Р. П. Мигуценко Анализ применяемости шин на сельскохозяйственных тракторах	23

АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

В. П. Волков, Э. Х. Рабинович, В. А. Зуев, Ю. В. Зыбцев Нормирование параметров разгона легкового автомобиля	28
О. Я. Никонов, В. И. Фастовец, В. Н. Шуляков Исследование эффективности функционирования системы управления адаптивной подвески автомобиля	33
Ю. А. Монастирський, В. М. Серебrenиков, В. В. Потапенко Системний підхід як метод дослідження функціонування кар'єрних самоскидів	38
С. А. Остапешський, Р. М. Швець Аналіз застосування різнотипних датчиків та систем в автомобільних транспортних засобах	45
К. Г. Яценко Оценка возмущающих воздействий дороги на многозвенный многоосный автомобильный поезд	51
А. О. Борисенко Розрахунок пробігу гібридного автомобіля на електричній тязі в залежності від умов експлуатації	57

ЕКСПЛУАТАЦІЯ І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛІВ ТА ТРАКТОРІВ

Е. А. Дубинин Влияние условий эксплуатации на устойчивость положения шарнирно-сочлененных средств транспорта	62
В. В. Славін, І. В. Манько, А. В. Гунько Вплив типу системи живлення на екологічні показники автомобіля в умовах експлуатації	69
І. В. Грицук Особливості теплової підготовки транспортного двигуна за допомогою накопичувача моторної оливи з тепловим акумулятором фазового переходу	76
Ан. В. Бажинов Методика оценки потребности в запасных частях для транспортных машин	82
В. А. Сівак Визначення шляхів удосконалення існуючої системи технічної експлуатації транспортних засобів, за рахунок розробки концептуальних підходів їх безпечної експлуатації в умовах охорони державного кордону	86

В. І. Павлюк Питомі трудомісткості обслуговування легкових автомобілів фірмовими СТО	92
--	----

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

М. А. Подригало, Н. П. Артемов, Д. В. Абрамов, М. Л. Шуляк Оценка дополнительных энергетических потерь при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин.....	98
В. В. Дущенко, О. Н. Агапов До питання використання магнітореологічних еластомірів в якості демпфіруючих пристроїв підвіски транспортних засобів.....	108
Ю. Ф. Гутаревич, С. В. Карев Вплив рециркуляції відпрацьованих газів на показники сучасного бензинового двигуна з відключенням групи циліндрів.....	114
М. И. Наглюк, А. Б. Григоров, И. С. Наглюк Показатели качества антифризов и корреляционная связь с электропроводностью.....	121
О. В. Захарчук Економічна ефективність переобладнання мобільної техніки для роботи на природному газі.....	126
В. В. Шелудченко Математична модель процесу гальмування трьохвісних автомобілів.....	132
С. И. Овсянников Динамическая модель плоскопараллельного движения мотоагрегатов	139
М. В. Підгорний, Є. О. Роздобудько, С. О. Кузьменко Оптимізація тягово- швидкісних показників ДВЗ з прогресивною технологією управління форсунками ...	145
А. Л. Бащинський Оцінка адекватності існуючих методів визначення показників стійкості транспортних засобів.....	152
Реферати	159