

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Автомобіле- та тракторобудування

№ 8 (1051) 2014

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2014

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2014. – № 8 (1051). – 164 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 2013 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 № 4 від 4 квітня 2014 р.

© Національний технічний університет «ХПІ», 2014

УДК 631.37

В. И. АНОСОВ, директор технический, АО «ХТЗ», Харьков;
В. Б. САМОРОДОВ, д-р. техн. наук, проф., НТУ «ХПИ»;
А. Ю. РЕБРОВ, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ»;
Е. С. ПЕЛИПЕНКО, аспирант, НТУ «ХПИ»

НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ РЕЖИМОВ ЭКСПРЕСС-ПРОВЕРКИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ АО «ХТЗ»

Предложены научно-обоснованные режимы экспресс-проверки тормозной эффективности колесных тракторов ХТЗ, которая происходит во время приемо-сдаточных испытаний тракторов на выходе с конвейера. Полученные в ходе исследования данные формируют требования к коэффициенту трения между накладками и тормозным барабаном из условий выполнения требований ГОСТ по тормозному пути. Сформированы требования к тормозному моменту на отдельном тормозном барабане тракторного моста.

Ключевые слова: тормозная система, тормозной барабан, тормозная накладка, тормозной путь, тормозная эффективность, коэффициент трения, колесный трактор, тормозной момент, рабочее давление воздуха, приемо-сдаточные испытания.

Введение. Одним из основных требований к тракторам в эксплуатации является безопасность движения и высокая эффективность тормозной системы. Определяющим параметром, характеризующим безопасность использования и тормозную эффективность колесного трактора, является тормозной путь [1], который регламентируется ГОСТом. В связи с этим возникает необходимость обоснования тормозной эффективности тракторов, способов и режимов ее проверки с целью обеспечения требований безопасности при широком варьировании влияющих факторов в эксплуатации.

Анализ последних достижений и публикаций. Задача по обоснованию тормозной эффективности колесного трактора, оснащенного пневмосистемой и барабанными тормозными механизмами, освещена в литературе не достаточно полно - большинство работ посвящено торможению автомобиля [2]. Вопросы, связанные с торможением колесных тракторов производства АО «ХТЗ», исследовались на предприятии в течение нескольких десятилетий [3]. В последние 10 лет современные тракторы АО «ХТЗ» оснащаются новыми типами двигателей (ЯМЗ-238М2, Д-260.4S2, Д-260.9S2, Deutz), альтернативными узлами и комплектующими, новыми мостами и элементами тормозных систем. С 2005 года введен в силу новый ГОСТ 12.2.019-2005 «Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные», регламентирующий более жесткие требования к тормозным системам колесных тракторов. Остро стал вопрос об обосновании требований к конструкции тормозной системы, к выбору параметров и материалов ее элементов для обеспечения требований безопасности и необходимости проверки тормозной эффективности при выходе тракторов с конвейера.

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является формирование требований к тормозному моменту на отдельном тормозном барабане тракторного моста с учетом ГОСТ 12.2.019-2005 «Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные», обоснование необходимого коэффициента трения между тормозными накладками и барабаном, а также разработка научно-обоснованных

© В. И. Аносов, В. Б. Самородов, А. Ю. Ребров, Е. С. Пелипенко, 2014

рекомендаций для приемо-сдаточных испытаний тормозной эффективности рабочих тормозов колесных тракторов АО «ХТЗ» на обкаточном стенде при выходе тракторов с конвейера.

Математическая модель и алгоритм решения задачи. Необходимый тормозной момент определяется из условия равенства работы сил трения тормозных механизмов и сил сопротивления качению в процессе торможения трактора, движущегося со скоростью 30 км/ч (ГОСТ 12.2.019-2005). Изменение кинетической энергии трактора в процессе торможения равно сумме работ сил трения тормозных механизмов и сил сопротивления качению

$$\frac{m \cdot V^2}{2} \cdot \delta = (4 \cdot M_{\tau}^* / r_k + m \cdot g \cdot f) \cdot S,$$

где m – масса трактора (кг);

V – скорость движения (м/с);

δ – коэффициент учета вращающихся масс ($\delta = 1,1-1,15$);

M_{τ}^* – тормозной момент, развиваемый одним тормозным механизмом трактора (Н·м);

r_k – радиус колеса трактора (м);

f – коэффициент сопротивления качению (для тракторных шин при движении по горизонтальному сухому асфальто-бетонному покрытию $f = 0,04-0,05$);

S – путь торможения (м).

Исходя из этого определяется необходимый тормозной момент на одном тормозном механизме, обеспечивающий требования ГОСТ 12.2.019-2005

$$M_{\tau}^* = r_k \cdot \left(\frac{\delta \cdot m \cdot V^2}{2 \cdot [S]} - m \cdot g \cdot f \right) / 4, \quad (1)$$

где $[S]$ – тормозной путь в соответствии с указанным ГОСТ.

Однако тормозной момент, рассчитанный по формуле (1), не учитывает запаздывание в срабатывании тормозного механизма, связанное с наполнением пневмокамер воздухом. Проведенные на АО «ХТЗ» экспериментальные исследования показали, что время срабатывания тормозных механизмов составляет около 0,6 с. На рис. 1.а приведен типичный фрагмент осциллограммы, иллюстрирующий процесс наполнения пневмокамер воздухом. Его можно разделить на два периода: период запаздывания, от момента нажатия на педаль до момента начала повышения давления в полости пневмокамеры при срабатывании тормозного крана (этот период составляет 0,05 с.) и период повышения давления в полости пневмокамеры от нулевого до рабочего (этот период длится около 0,55 с.). Таким образом, от момента нажатия на педаль до развития тормозами номинального момента проходит 0,6 с. При этом во время второго периода тормозной момент нарастает пропорционально давлению в пневмокамере.

Уточним значение необходимого расчетного тормозного момента с учетом запаздывания срабатывания тормозного крана и процесса наполнения пневмокамер.

На рис. 1.б приведена диаграмма, в соответствии с которой тормозной момент, определенный с учетом наполнения пневмокамер оказывается существенно выше

рассчитанного по формуле (1). Так для трактора ХТЗ-17221-21 с двигателем ЯМЗ-238 тормозной момент, рассчитанный по формуле (1) составляет 4810 Нм, а с учетом процесса наполнения 6300 Нм. Это связано с тем, что для поглощения кинетической энергии при постоянном тормозном моменте, требуется гораздо меньшее его значение. При переменном тормозном моменте в соответствии с процессом наполнения, требуется больший тормозной момент, причем площади под кривыми тормозных моментов (рис. 1.б) (или площади S1 и S2) должны быть равны между собой поскольку они пропорциональны выполненной тормозными механизмами работе.

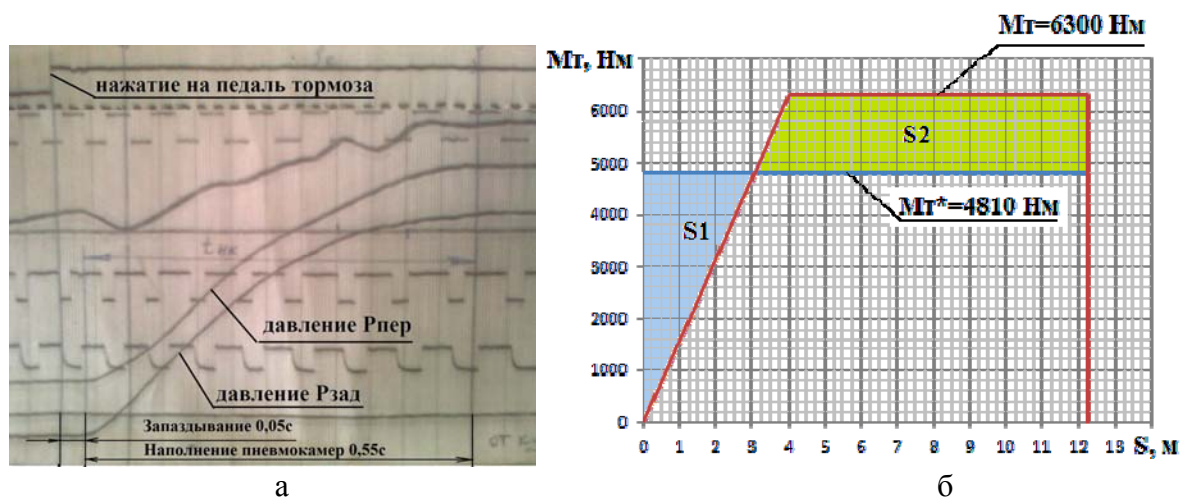


Рисунок 1 – Изменение тормозного момента при торможении:

а – фрагмент осциллограммы; б – диаграмма для определения тормозного момента

Необходимый тормозной момент с учетом запаздывания срабатывания тормозного крана и времени наполнения пневмокамер определяется в результате решения дифференциального уравнения движения трактора при торможении

$$J \cdot r_k^2 \cdot \delta \cdot \frac{d\omega_{\text{вк}}(t)}{dt} = -4 \cdot M_t(t) - m \cdot g \cdot f \cdot r_k, \quad (2)$$

где $M_t(t)$ – тормозной момент на барабане с учетом запаздывания срабатывания тормозного крана и времени наполнения пневмокамер (рис.1.б);

$\omega_{\text{вк}}(t)$ – переменная во времени угловая скорость ведущего колеса трактора (рад/с);

$J = m \cdot r_k^2 \cdot \delta$ – приведенный к тормозному барабану момент инерции поступательно и вращательно движущихся масс трактора, определяемый из условия равенства кинетической энергии поступательно и вращательно движущихся масс трактора и кинетической энергии эквивалентного маховика, расположенного на оси тормозного барабана.

Начальное условие интегрирования уравнения (2) представляет собой угловую скорость ведущего колеса в момент времени $t = 0$ при движении трактора со скоростью 30 км/ч в соответствии с ГОСТ.

Интегрированием уравнения (2) получаем угловую скорость вращения колес до момента полной остановки пока $\omega_{\text{вк}}(t)$ не станет равной нулю.

$$\omega_{\text{BK}}(t) = \int_0^t \frac{d\omega_{\text{BK}}(t)}{dt} dt = \int_0^t \frac{-4 \cdot M_{\text{T}}(t) - m \cdot g \cdot f \cdot r_k}{m \cdot r_k^2 \cdot \delta} dt.$$

Тогда линейная скорость движения трактора

$$V(t) = r_k \cdot \omega_{\text{BK}}(t). \quad (3)$$

Тормозной путь получаем, интегрируя (3) при нулевых начальных условиях

$$S(t) = \int_0^t V(t) dt = r_k \cdot \int_0^t \omega_{\text{BK}}(t) dt = r_k \cdot \int_0^t \int_0^t \frac{-4 \cdot M_{\text{T}}(t) - m \cdot g \cdot f \cdot r_k}{m \cdot r_k^2 \cdot \delta} dt dt.$$

Значение тормозного пути $S(t)$ не должно превышать допускаемое по ГОСТ $[S] = 12,25\text{м}$ при соответствующем значении расчетного тормозного момента, который развивают механизмы после наполнения пневмокамер. Для трактора ХТЗ-17221-21 с двигателем ЯМЗ-238 расчетный тормозной момент на барабане с учетом запаздывания срабатывания тормозного крана и времени наполнения пневмокамер составляет 6300 Нм.

На рис. 2 приведены результаты решения уравнения (2) в виде кривых пройденного до полной остановки пути и снижения скорости трактора ХТЗ-17221-21 с двигателем ЯМЗ-238 при торможении со скорости 30 км/ч при $M_{\text{T}}(t)$ в соответствии с рис. 1.б.

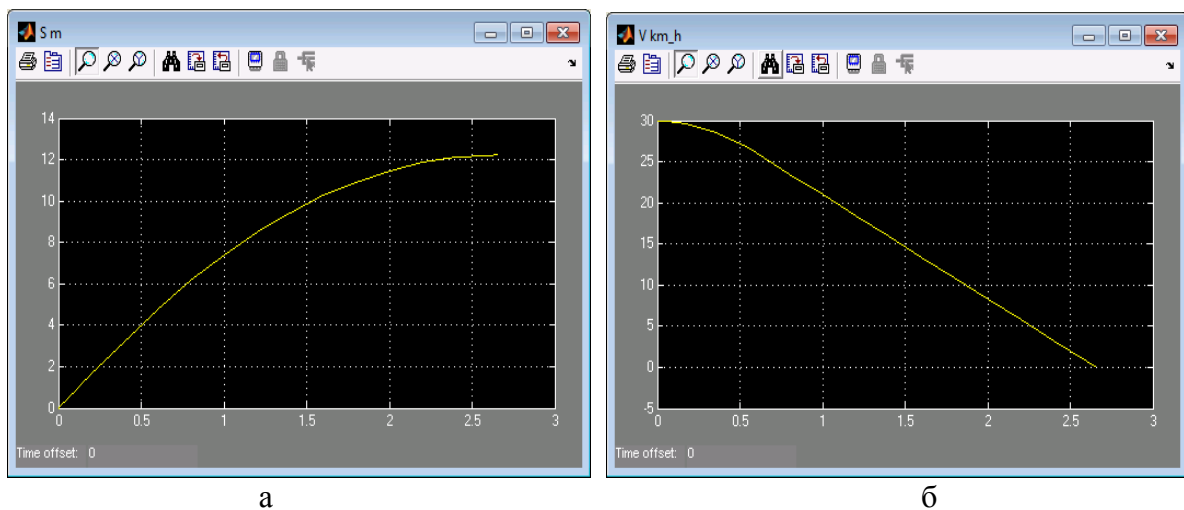


Рисунок 2 – Результаты моделирования торможения трактора ХТЗ-17221-21:
а – пройденный до полной остановки путь; б – снижение скорости до полной остановки

В соответствии с изложенной методикой были определены необходимые тормозные моменты на барабанах линейки тракторов АО «ХТЗ» с учетом запаздывания срабатывания тормозного крана и времени наполнения пневмокамер. Данные расчетов приведены в табл. 1. При реализации расчетного тормозного момента на всех тракторах обеспечивается замедление не менее $3,5 \text{ м/с}^2$.

Таблица 1 – Расчетные тормозные моменты тракторов

Трактор	Двигатель	Масса, кг	Радиус колеса, м	Мтор, Нм при [S]=12,25	Замедление при [S]=12,25, м/с ²	Мтор, Нм на склоне 20 град
ХТЗ-17221-21	ЯМЗ-238М2	9100	0,75	6300	3,51	5050-5250
ХТЗ-17221-19	Д-260.4S2	8600	0,75	5800	3,51	4740-4970
ХТЗ-17021	Deutz	8700	0,75	5900	3,53	4800-5022
ХТЗ-150К-09-25	ЯМЗ-236	8600	0,67	5200	3,52	4236-4435
ХТЗ-16131	Д-260.9S2	8400	0,81	6150	3,52	5000-5237
ХТЗ-16131	Deutz	8400	0,81	6150	3,52	5000-5237

Кроме этого, трактор должен удерживаться рабочей тормозной системой на склоне 20 градусов. Тормозной момент $M_{т\alpha}$ для удержания на склоне с углом α определяется из условия статического равновесия сил, действующих на трактор

$$M_{т\alpha} = (m \cdot g \cdot \sin(\alpha) - f \cdot m \cdot g \cdot \cos(\alpha)) \cdot r_k / 4.$$

Расчетные моменты для удержания на склоне 20 градусов при коэффициенте сопротивления качению 0,03-0,045 приведены в табл. 1.

В соответствии с изложенной методикой были определены функциональные зависимости тормозного пути от величины тормозного момента с учетом запаздывания срабатывания тормозного крана и времени наполнения пневмокамер. Данные расчетов приведены на рис. 3.а.

Расчетные тормозные моменты на барабанах из табл. 1 должны обеспечиваться при рабочем давлении воздуха в пневмосистеме трактора 6,3-7,4 атм. Поэтому необходимо рассмотреть эффективность тормозной системы при пониженном до 6,3 атм давлении.

Качество или эффективность тормозной системы будем оценивать по величине коэффициента эффективности, равного

$$K = M_{ГОСТ} / p_{\min}; \quad K_{ХТЗ-17221-21} = 6300 / 6,3 = 1000 \text{ (Нм/атм)}.$$

Тормозные механизмы, у которых коэффициент эффективности менее 1000 Нм/атм будем считать неэффективными, поскольку при снижении давления до нижнего предела 6,3 атм они не обеспечат необходимый тормозной момент 6300 Нм. Тормозные механизмы с коэффициентом эффективности большим или равным 1000 обеспечат требования ГОСТ при нижнем пределе рабочего давления воздуха 6,3 атм.

На рис. 3.б представлена зависимость тормозного момента от давления в пневмосистеме при разной эффективности тормозных механизмов и показаны области эффективных и неэффективных тормозных механизмов, разделенные линией, соединяющей точки (6,3; 6300) и (7,4; 7400), которая характеризует механизмы, удовлетворяющие требованиям ГОСТ по тормозному пути. Поэтому для самого тяжелого трактора ХТЗ-17221-21 тормозные механизмы с $K < 1000$ являются неэффективными.

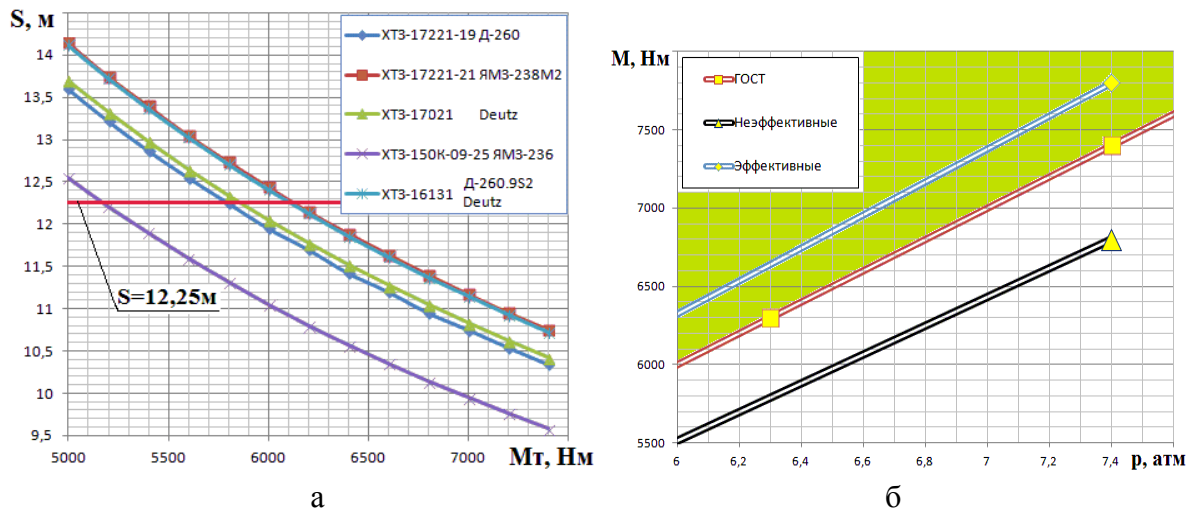


Рисунок 3 – Анализ необходимой эффективности тормозов:

а – зависимость тормозного пути от тормозного момента; б – зависимость тормозного момента от давления воздуха при разной эффективности тормозных механизмов

Тормозные механизмы колесных тракторов ХТЗ выполнены колодочными с простым кулаком. Расчетная схема тормозного механизма приведена на рис. 4.

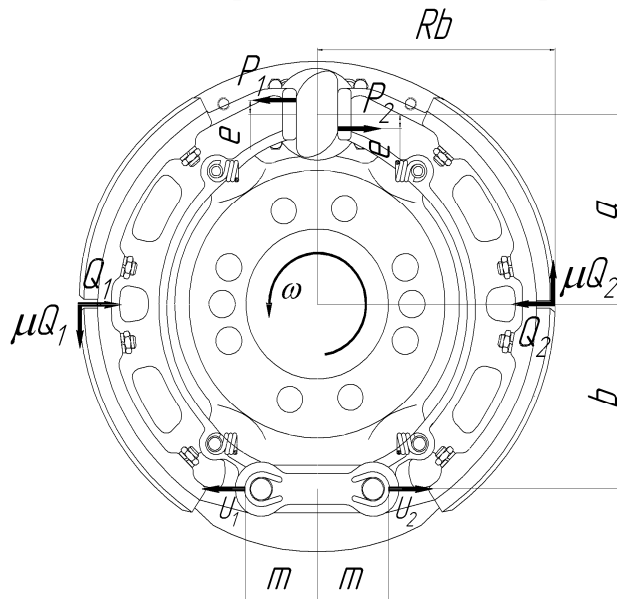


Рисунок 4 – Расчетная схема тормозного механизма колесных тракторов ХТЗ

Тормозные механизмы имеют следующие конструктивные параметры (рис. 4): $a=0,175$ м; $b=0,170$ м; $m=0,07$ м; $e=0,012$ м; $R_b=0,24$ м.

Тормозной момент на барабане для механизма с простым кулаком $Q_1=Q_2=Q$ равен

$$M_T = (Q_1 + Q_2) \cdot \mu \cdot R_b = 2 \cdot Q \cdot \mu \cdot R_b, \quad (4)$$

где μ – коэффициент трения накладки по барабану.

Из условия равновесия активной и пассивной колодки относительно осей

качания получаем усилия в контакте колодки с кулаком

$$P_1 = Q \cdot \frac{(b - \mu \cdot (R_\delta - m))}{a + b}, \quad P_2 = Q \cdot \frac{(b + \mu \cdot (R_\delta - m))}{a + b}.$$

Необходимый приводной момент на валике кулака

$$M_{\text{кул}} = (P_1 + P_2) \cdot e = \frac{2 \cdot Q \cdot b}{a + b} \cdot e = p \cdot F \cdot l_p, \quad (5)$$

где p – рабочее давление в пневмокамере (кгс/см²);

F – активная площадь диафрагмы пневмокамеры, равная 105 см²;

l_p – длина приводного рычага на валике кулака, равная 0,1 м.

Из выражений (4) и (5) получаем

$$M_T = 4000 \cdot p \cdot \mu \text{ (Нм)}. \quad (6)$$

Таким образом, тормозной момент зависит от конструктивных параметров механизма, рабочего давления в пневмосистеме и коэффициента трения накладок по барабану.

Коэффициент эффективности тормозного механизма

$$K = M_T / p; \quad M_T = K \cdot p = 4000 \cdot p \cdot \mu; \quad K = 4000 \cdot \mu.$$

Для обеспечения требований ГОСТ коэффициент эффективности самого тяжелого трактора ХТЗ-17221-21 с ЯМЗ-238М2 должен быть не менее 1000, откуда получаем значение минимально необходимого коэффициента трения: $\mu_{\min} > 1000/4000 = 0,25$.

По результатам замеров тормозной путь трактора ХТЗ-17221-21 с ЯМЗ-238М2 оказался равным 13,5 м, что соответствует тормозному моменту 5350 Нм (рис. 3.а). Рабочее давление в пневмосистеме трактора при испытаниях было 7,4–7,5 кгс/см². Поэтому коэффициент трения находился в пределах

$$\mu = \frac{M_T}{4000 \cdot p}; \quad \mu = \frac{5350}{4000 \cdot (7,4 \dots 7,5)} = 0,178 \dots 0,181.$$

Эти данные были подтверждены при испытаниях на машине трения образцов тормозных накладок, которые показали коэффициент трения 0,15...0,16.

Для обеспечения требований ГОСТ при нагретых до 100⁰С тормозах необходимо, чтобы выполнялось условие

$$M_{\text{ГОСТ}} = K \cdot p_{\min} - K_t \cdot (t - 20),$$

где K_t – коэффициент, учитывающий снижение тормозного момента при нагреве тормозных механизмов более 20⁰С, получен в результате многократных испытаний тормозов на тракторах ХТЗ ($K_t = 14$ Нм/град).

Откуда получаем минимально необходимое значение коэффициента эффективности тормозных механизмов

$$K > \frac{M_{\text{ГОСТ}} + K_t \cdot (t - 20)}{p_{\min}}; \quad K > \frac{6300 + 14 \cdot (100 - 20)}{6,3} = \frac{6300 + 1100}{6,3} = 1175 \text{ Нм/атм.}$$

Этому значению K соответствует коэффициент трения на холодных тормозах

$$\mu'_{\min} > \frac{1175}{4000} = 0,294.$$

Таким образом, новое значение коэффициента эффективности тормозов ($K=1175$) позволяет обеспечить требование ГОСТ по тормозному пути 12,25 м не только при пониженном до 6,3 кгс/см² давлении в пневмосистеме, но и при нагреве тормозов до 100⁰С. При работе в нормальных условиях (давление в пневмосистеме 7,4 кгс/см², температура тормозов около 20⁰С) тормозные механизмы будут развивать момент

$$M_T = K \cdot p = 1175 \cdot 7,4 = 8700 \text{ Нм.}$$

При понижении давления и нагреве получаем

$$M_T = K \cdot p - K_t \cdot (t - 20) = 1175 \cdot 6,3 - 1100 = 6300 \text{ Нм.}$$

Следовательно, при экспресс - проверке во время приемо-сдаточных испытаний на холодных тормозах и рабочем давлении не менее 7,4 кгс/см² необходимо ориентироваться на тормозной момент 8700 Нм при коэффициенте трения μ около 0,3.

Для обоснования режимов экспресс-проверки тормозной системы во время приемо-сдаточных испытаний подбирались диапазоны и передачи, где необходимо осуществлять проверку. На начальном этапе по паспортным данным линейки двигателей были построены внешние скоростные характеристики дизелей. Далее определялся крутящий момент на колесе при работе двигателя в номинальном режиме и режиме максимального крутящего момента. Для осуществления проверки эффективности тормозной системы необходимо, чтобы тормозной момент был больше активного крутящего момента на колесе при работе двигателя в номинальном режиме и сопоставим с активным крутящим моментом на колесе при работе двигателя в режиме максимального крутящего момента.

Подтверждение необходимого тормозного момента в процессе торможения двигателя на обкаточном стенде описывается дифференциальным уравнением движения коленчатого вала двигателя трактора при торможении

$$J \cdot \frac{d\omega_{\text{дв}}(t)}{dt} = \frac{-4 \cdot M_T(t) - m \cdot g \cdot f \cdot r_k}{u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}}, \quad (7)$$

где $u_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии;

$u_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмісії;

$\omega_{дв}(t)$ – переменная во времени угловая скорость коленчатого вала;

J – приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции вращательно движущихся масс трактора

$$J = J_{дв} + m \cdot r_k^2 \cdot (\delta - 1) / u_{тр}^2,$$

где $J_{дв}$ – момент инерции маховика двигателя.

Начальное условие для уравнения (7) является угловая скорость коленчатого вала двигателя, соответствующая номинальной. Интенсивность падения частоты вращения двигателя зависит от разности крутящего момента двигателя и приведенного к коленчатому валу тормозного момента. Результаты имитационного моделирования испытаний тормозов на обкаточном стенде приведены на рис. 5.

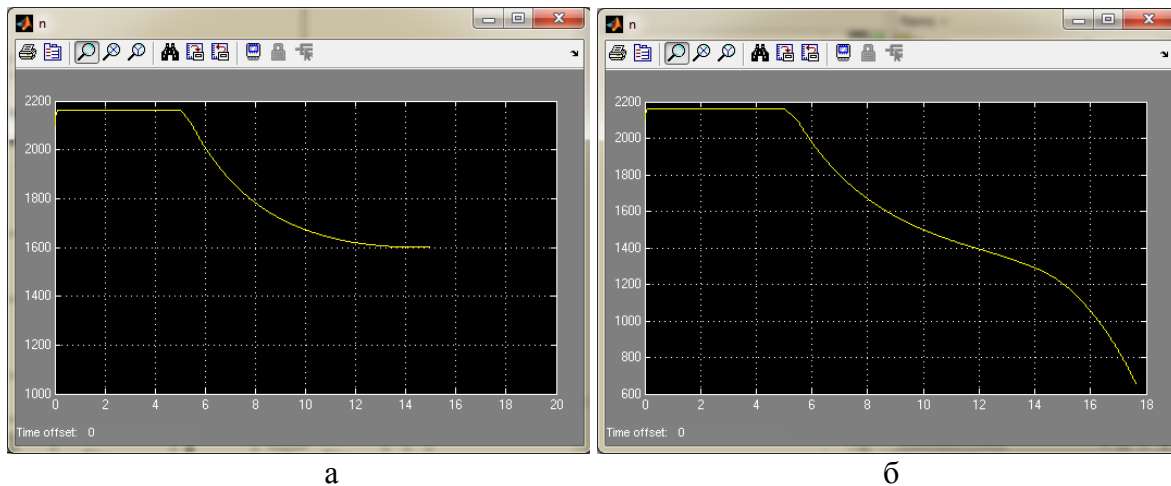


Рисунок 5 – Падение частоты вращения ЯМЗ-238М2 при торможении:
а – тормозной момент 8700 Нм ($\mu=0,295$); б – тормозной момент 9000 Нм ($\mu=0,305$)

Имитационное моделирование позволило уточнить режимы экспресс проверки тормозов на обкаточном стенде в динамике. Результаты расчетов приведены в табл. 2, где указаны: $M_{необх*}$ – необходимый тормозной момент (при 7,4 атм, $\mu=0,295$ при 20°C) с учетом возможного падения давления до 6,3 атм, нагрева тормозов до 100°C ($\mu=0,25$) для обеспечения тормозного пути 12,25м; $M_{подтв**}$ – гарантированно подтвержденный при испытаниях тормозной момент на холодных тормозах при давлении не менее 7,4 атм (за 3-5 сек падение частоты вращения с номинальной до 1600-1500 об/мин с последующей остановкой двигателя от перегрузки).

Таблица 2 – Научно-обоснованные режимы экспресс-проверки тормозной эффективности колесных тракторов ХТЗ при приемо-сдаточных испытаниях на обкаточном стенде

Трактор	Двигатель	Мнеобх*, Нм	Мподтв**, Нм	Диапазон	Передача	Падение частоты вращения за 3-5 сек. до значений об/мин
ХТЗ-17221-21	ЯМЗ-238М2	8700	9000	3	1	1600-1500
ХТЗ-17221-19	Д-260.4S2	8100	7900	3	2	1600-1500
ХТЗ-17021	Deutz	8200	8300	2	3	1600-1500
ХТЗ-150К-09-25	ЯМЗ-236	7400	8400	2	3	1600-1500
ХТЗ-16131	Д-260.9S2	8500	9000	2	3	1600-1500
ХТЗ-16131	Deutz	8500	8300	2	3	1600-1500

Выводы. 1. Расчетный тормозной момент на барабане должен определяться только с учетом закона роста давления в тормозной пневмокамере. При упрощенном статическом подходе ошибка при определении тормозного момента достигает 31%, что недопустимо (рис. 1.б).

2. Для удовлетворения требований ГОСТ 12.2.019-2005 на тормозных барабанах мостов колесных тракторов АО «ХТЗ» необходимо обеспечить тормозной момент не менее 6300Нм для самого тяжелого и мощного трактора ХТЗ-17221-21 с двигателем ЯМЗ-238М2. В таком случае требования ГОСТ 12.2.019-2005 выполняются для всей линейки тракторов АО «ХТЗ» (рис. 3.а).

3. Учет влияния нагрева на тормозной момент обязателен из-за снижения коэффициента трения μ (между тормозными накладками и барабаном) от температуры на 10-20% при нагреве от 20⁰С до 100⁰С.

4. Для гарантированного удовлетворения требованию ГОСТ 12.2.019-2005 по тормозному пути при пониженном до 6,0 атм давлении в пневмосистеме и нагреве тормозов до температуры $t=100^0\text{C}$ необходим коэффициент трения не менее 0,33-0,35.

5. Режимы проверки тормозной эффективности предполагают падение частоты вращения с номинальной до 1600-1500 об/мин за 3-5 сек. с последующей возможной остановкой двигателя от перегрузки. При этом гарантированно подтверждается тормозной момент Мподтв** на холодных тормозах при давлении не менее 7,4 атм (табл. 2), который близок к необходимому тормозному моменту Мнеобх* (при 7,4 атм и 20⁰С) с учетом возможного падения давления до 6,3 атм и нагрева тормозов до 100⁰С.

6. Научно-обоснованные рекомендации, сведенные в таблицу 2, внедрены на АО «ХТЗ» и внесены в программу приемо-сдаточных испытаний тормозной эффективности рабочих тормозов колесных тракторов на обкаточном стенде при выходе тракторов с конвейера.

Список литературы. 1. ГОСТ 12.2.019-2005 «Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные». 2. Кутьков Г.М. / Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: Колос, 2004. – 504 с. 3. Тормоза колесные. Расчет / Расчет ХТЗ 151.38.013/014РР1-114.

Надійшла до редколегії 19.03.2014

УДК 631.37

Научное обоснование режимов экспресс-проверки тормозной системы колесных тракторов АО «ХТЗ» / В. И. Аносов, В. Б. Самородов, А. Ю. Ребров, Е. С. Пелипенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 3-13. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-6840.

Запропоновані науково-обґрунтовані режими експрес-перевірки гальмівної ефективності колісних тракторів ХТЗ, яка відбувається під час прийомо-здавальних випробувань тракторів на виході з конвеєра. Отримані в ході дослідження дані формують вимоги до коефіцієнту тертя між накладками і гальмівним барабаном з умов виконання вимог ДСТУ по гальмівному шляху.

Ключові слова: гальмівна система, гальмівний барабан, гальмівна накладка, гальмівний шлях, гальмівна ефективність, коефіцієнт тертя, колісний трактор, гальмівний момент, робочий тиск повітря, прийомо-здавальні випробування.

Scientific basis of express check modes of XTZ wheel tractors brake system / V. I. Anosov, V. B. Samorodov, A. Yu. Rebrov, E. S. Pelipenko // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 3-13. – Bibliogr.: 2. – ISSN 2078-6840.

Proposed science-based regimes of brake efficiency express check of HTZ wheeled tractors, which occur during acceptance testing of tractors on the output conveyor. Obtained due the research data form requirements for coefficient of friction between the lining and the brake drum with the conditions meet the requirements of GOST braking distance.

Keywords: brake system, brake drum, brake lining, brake distance, braking efficiency, friction coefficient, wheel tractors, brake torque, operating air pressure, acceptance testing.

УДК 616-008.615

В. Б. САМОРОДОВ, д-р. техн. наук, професор НТУ «ХП»;
А. І. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, докторант НТУ «ХП»

АНАЛІЗ СТУПЕНЯ СТОМЛЕННЯ ОПЕРАТОРІВ-ВОДІЇВ СУЧАСНИХ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

В роботі проведено порівняльний аналіз ступеня стомлення операторів-водіїв сучасних колісних тракторів. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: визначити ступінь стомлення операторів-водіїв колісних тракторів з механічною трансмісією та гідрооб'ємно-механічною трансмісією по частоті серцебиття, по методу Акіюші Кітаока та вмісту лактату (молочної кислоти) в крові при виконанні оранки та транспортних робіт, провести порівняльний аналіз отриманих результатів.

Ключові слова: трактор, трансмісія, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, стомлення.

Вступ. Більш ніж п'ятнадцятирічний досвід експлуатації тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ), а також забезпечення плавності руху з місця, можливість забезпечення роботи двигуна в оптимальному режимі, підвищення середніх швидкостей руху по бездоріжжю, можливість гальмування гідрооб'ємною передачею призвело до того, що більше 20% загального світового виробництва тракторної техніки оснащуються на даний момент ГОМТ.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням з розробки і дослідження трансмісій для колісних та гусеничних тракторів, вантажних автомобілів, комбайнів, дорожньо-будівельних машин присвячені праці [1 – 5].

У роботі [6] показано, що трактористи гусеничного трактора ХТЗ-200 з механічним механізмом повороту з фрикційними бортовими муфтами в коробці передач і стрічковими гальмами схильні до більших психофізичних навантажень, ніж трактористи аналогічного трактора, але з механізмом повороту з керуючим безступінчастим гідрооб'ємним приводом.

В працях [7 – 12] аналізуються способи за допомогою яких можна визначати стомлення людей різних професій, зокрема, частота серцебиття, метод Акіюші Кітаока, вміст лактату (молочної кислоти) в крові і т.д.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є порівняльний аналіз ступеня стомлення операторів-водіїв сучасних колісних тракторів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: визначити ступінь стомлення операторів-водіїв колісних тракторів з механічною трансмісією та ГОМТ по частоті серцебиття, по методу Акіюші Кітаока та вмісту лактату (молочної кислоти) в крові при виконанні оранки та транспортних робіт, провести порівняльний аналіз отриманих результатів.

Порівняльний аналіз ступеня стомлення операторів-водіїв колісних тракторів з механічною трансмісією та ГОМТ.

Із літератури [7] відомо, що втома – це суб'єктивне переживання людиною стомлення. Фізіологічна суть втоми полягає в сигналізації організму про необхідність припинити або знизити інтенсивність роботи для того, щоб уникнути розладу функцій нервових клітин.

© В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко, 2014

Стомлення – це тимчасове зниження працездатності, що настає в процесі роботи. Воно є природним результатом всякої діяльності. Стан стомлення – складний фізіологічний процес, що виражається в тимчасовому розладі функцій нервових клітин кори головного мозку.

Перші симптоми прояву стомлення оператором-водієм помітні слабо, виражаються в почервонінні очей, тяжкості вік, відчутті різі в очах і т.д. Гострота зору і швидкість реакції знижуються, відчуття швидкості руху притупляється, перебіг часу то припиняється, то прискорюється.

Стомлення буває емоційне, фізичне і розумове [7]. Воно залежить від виконуваної роботи. Робота оператора-водія поєднує всі три види стомлення, тому що при ній фізична діяльність протікає на тлі розумової і сильної емоційної напруги. Найбільше оператор-водій втомлюється емоційно. У деяких ситуаціях від оператора-водія потрібні поспішні дії, які близькі до межі психофізіологічних можливостей – це викликає швидку перевтому.

Фізичне стомлення виникає із-за малорухливої робочої пози, одноманітності виконуваних дій, впливу вібрацій, вестибулярних роздратувань, специфічності конструкції органів керування і робочого місця. При рухомій роботі відбувається зміна напруги і розслаблення м'язів. М'язові тканини відпочивають під час розслаблення. Це дозволяє зберегти працездатність на триваліший термін. При тривалому керуванні трактором виникає напруга як в м'язах тулуба, так і м'язах кінцівок. Розвивається стомлення, пов'язане з м'язовою слабкістю. Руки затикають, і оператор-водій починає по чергово трясти то однією рукою, то іншою. Для зняття напруги необхідно кожні 2 години роботи перерви на 15 – 20 хвилин.

Розумове стомлення настає при тривалій і насиченій розумовій роботі. Від неї людина втомлюється не менше, ніж від фізичної. Це відбувається із-за великого споживання енергії клітинами головного мозку. Розумова робота оператора-водія виявляється в необхідності безперервної оцінки ситуації на дорозі та в полі і швидкому ухваленні рішень. Ця робота може виконуватися в умовах дефіциту часу і сильної емоційної напруги.

Істотний вплив на ступінь стомлення операторів-водіїв колісних тракторів здійснює не тільки тяговий клас, потужність, призначення трактора, вид виконуваних робіт, а також і тип трансмісії. Визначимо ступінь стомлення операторів-водіїв колісних тракторів з механічною трансмісією та ГОМТ по частоті серцебиття, по методу Акіюші Кітаока та вмісту лактату (молочної кислоти) в крові. Дані методи були обрані для дослідження, оскільки не вимагають ніяких складних приладів і додаткового устаткування.

Визначення ступеня стомлення операторів-водіїв по частоті серцебиття.

Під час навантаження відбуваються численні зміни в серцево-судинній системі. Всі вони направлені на виконання одного завдання: дозволити системі задовольнити збільшені потреби (потреба в кисні активних м'язів різко зростає, використовується більше живильних речовин, прискорюються метаболічні процеси, тому зростає кількість продуктів розпаду), забезпечивши максимальну ефективність її функціонування. Частота серцевих скорочень – найбільш простий і найбільш інформативний параметр серцево-судинної системи. Вимірювання його включає визначення пульсу, як правило, у області зап'ястя або сонної артерії [8, 9].

Пульс вимірюють по частоті ударів серця за 1 хвилину. Можна порахувати пульс, просто поклавши палець на зап'ясті або на сонну артерію на шиї. Частота серцебиття в стані спокою (коли абсолютно розслаблений оператор-водій) є важливим

показником рівня фізичного розвитку. Нормальний пульс повинен бути в межах від 60 до 90 ударів в хвилину [8, 9]. Якщо оператор-водій спортсмен або в добрій фізичній формі, то пульс може бути декілька рідшим, що свідчить про продуктивнішу роботу серця.

Для кожної людини під час фізичного і емоційного навантаження нормальним може бути різне значення частоти пульсу. В даному випадку правильніше говорити про цільову зону частоти серцебиття. Знаходиться вона десь між нормальним пульсом в спокійному стані і тим станом, коли серце ось-ось «вискочить з грудей». Прийнято вважати, що цільова зона серцебиття знаходиться в межах від 50% до 85% максимальної частоти, на яку здатне серце людини. При входженні в цю зону починає виступати піт, частішає дихання.

Один з простих і перевірених часом методів визначення максимально можливої частоти пульсу полягає в тому, щоб відняти вік людини від 220 (для чоловіків) або 260 (для жінок). Варто відзначити, що це приблизне значення без урахування індивідуальних особливостей. Помилка цього методу складає ± 15 ударів в хвилину.

Як приклад, наведемо розрахунок максимальної частоти серцебиття і меж цільової зони для 40-річного чоловіка: віднімаємо вік від 220 ($220-40=180$), 180 – це значення максимальної частоти серцебиття. Нижня межа цільової зони: $180 \cdot 0,50=90$. Верхня межа цільової зони: $180 \cdot 0,85=153$.

Недоліком цієї формули є те, що вона враховує тільки вік людини. Існує і інший, ще точніший метод визначення максимальної частоти серцебиття – метод Карвонена [8, 9], який окрім віку враховує індивідуальні відмінності у фізичному стані. Метод заснований на такому показнику, як пульс в спокійному стані. Цей показник залежить не тільки від віку, але і від фізичної підготовленості. Розглянемо приклад розрахунку цільової зони для 40-річного чоловіка, пульс якого в спокійному стані рівний 60 ударам в хвилину: віднімаємо вік від 220 ($220-40=180$), 180 – це приблизне значення максимальної частоти ударів серця. Віднімаємо значення пульсу в спокійному стані від обчисленого приблизного максимального значення: $180-60=120$. Множимо значення, отримане в другій дії, на 50%. Потім знов додаємо пульс в спокійному стані: $120 \cdot 0,50+60=120$. Нижня межа цільової зони складає 120 ударів в хвилину. Множимо значення, отримане в другій дії, на 85%. Потім додаємо значення пульсу в спокійному стані: $120 \cdot 0,85+60=162$. Верхня межа цільової зони складає 162 удари в хвилину.

Для того, щоб уникнути неточності вимірювання пульсу необхідно використовувати електронний датчик – пульсометр. Цей датчик надягається на руку, як годинник. Щоб дізнатися пульс, досить просто подивитися на монітор датчика. Більшість моделей обладнані пристроєм подачі звукового сигналу. Він звучить, коли людина досягає меж цільової зони.

Формула для розрахунку цільової зони частоти серцебиття:

- Нижня межа цільової зони

$$Y_{z\min} = (Y_{\max} - Age - Y_s) \cdot 0,5 + Y_s, \quad (1)$$

де $Y_{\max}$ – максимально можлива частота пульсу, 220 – для чоловіків, 260 – для жінок;

Age – вік оператора-водія;

Y_s – пульс оператора-водія в спокійному стані.

- Верхня межа цільової зони

$$Y_{z\max} = (Y_{\max} - Age - Y_s) \cdot 0,85 + Y_s. \quad (2)$$

Оцінка, що характеризує ступінь стомлення оператора-водія, визначається з виразу (без округлення)

$$Q = 5 - \left(\frac{Y_t - Y_s}{Y_{z \max} - Y_s} \cdot 4 \right), \quad (3)$$

де Y_t – змінна частота пульсу оператора-водія.

В процесі дослідження вимірювали пульс операторів-водіїв на початку робочої зміни та через кожні 4 години аж до закінчення робочого дня. Через кожні 4 години за допомогою пульсометра виміри виконувалися підряд два рази для підвищення точності (більше не мало сенсу, тому що оператор-водій починав хвилюватися і частота серцебиття підіймалася штучно). Після чого вираховувалася оцінка, що характеризує ступінь стомлення оператора-водія: 1 – 5 (відмінний стан – 5; потрібне відновлення – 1). Вимірювання відбувалися протягом двох днів (перший день – оранка, другий – транспортні роботи). Функції операторів-водіїв виконували люди, що постійно працюють на даній техніці. Інформація про операторів-водіїв та техніку (рис. 1), на якій вони працюють, зведена до табл. 1. Результати дослідження частоти серцебиття операторів-водіїв та їх ступеня стомлення наведені в табл. 2.



а



б



в



г

Рисунок 1 – Трактори операторів-водіїв, що приймали участь в дослідженні:

а – ХТА-200 «Слобожанець»; б – Case IH Magnum 255;

в – Deutz-Fahr Agrottron X720; г – Fendt 936 Vario

Таблиця 1 – Інформація про операторів-водіїв та техніку на якій вони працюють

Параметр	ХТА-200 «Слобожанець»	Case IH Magnum 255	Deutz-Fahr Agrotron X720	Fendt 936 Vario
Коротка характеристика тракторів				
Максимальна потужність, кВт	154,4	210	243	265
Маса, кг	8525 (експлуатаційна)	15300 (з максимальним баластом)	14000 (з максимальним баластом)	10830 (експлуатаційна), 18000 (з максимальним баластом)
Трансмісія	Механічна з гідрокерованими фрикційними муфтами для перемикавання передач при русі без розриву потоку потужності	Power Shift – це механічна коробка, оснащена електронною системою керування.	Механічна, 4-х кратна коробка передач, що перемикається під навантаженням, з 6 групами, сервопривід перемикавання (PowerShuttle) і APS (Automatic PowerShift) забезпечують перемикавання при не вимкненому зчепленні та пропонують в кожному діапазоні відповідну робочу швидкість. Саме APS створює для водія додаткову зручність, здійснюючи автоматичне увімкнення передач, що перемикаються під навантаженням.	Fendt Vario – безступінчаста ГОМТ
Число передач для руху вперед	16	18	40	Безступінчаста
Число передач для руху назад	8	4	40	Безступінчаста
Максимальна швидкість руху, км/год	34,8	40	40	60
Стать оператора-водія	Чоловіча	Чоловіча	Чоловіча	Чоловіча
Наявність клімат-контролю	+	+	+	+
Інформація про операторів-водіїв				
Вік оператора-водія, Age	53	55	55	50
Пульс оператора-водія в спокійному стані, Y_s (день 1 / день 2)	70,5/74,5	76/74	75/75	72,5/71,5
Верхня межа цільової зони, $Y_{s\max}$ (день 1 / день 2)	152,5/153,1	151,7/151,4	151,5/151,5	153,7/153,5
Вміст лактату (молочної кислоти) в крові оператора-водія в спокійному стані, Y_{sm} , ммоль/л (день 1 / день 2)	1,2/1,3	1,5/1,4	1,4/1,5	1,5/1,6
Вміст лактату (молочної кислоти) в крові після тяжких та інтенсивних навантажень, $Y_{sm\max}$, ммоль/л (день 1 / день 2)	4,6/4,8	4,4/4,1	4,3/4,0	4,5/4,2

Як видно з табл. 2, в момент закінчення дванадцятичасового робочого дня по частоті серцебиття найменш стомленим виявився оператор-водій трактора Fendt 936 Vario, трохи більше за нього – на 2,7% – 6,6% (в залежності від номера виміру та виконуваних операцій) втомився оператор-водій трактора Case IH Magnum 255, на 5,4% – 10,5% оператор-водій Deutz-Fahr Agrotron X720, а найбільш стомленим – на 31,1% – 43,4% виявився оператор-водій ХТА-200 «Слобожанець». Трактор ХТА-200 «Слобожанець» за умовами праці оператора-водія суттєво поступається тракторам Fendt 936 Vario, Case IH Magnum 255 та Deutz-Fahr Agrotron X720, проте температуру повітря в кабіні оператори-водії всіх тракторів налаштовували самостійно, обираючи найкомфортнішу для себе. Суттєво впливає на різницю в ступені стомлення

операторів-водіїв тракторів 936 Vario, Case IH Magnum 255 та Deutz-Fahr Agrottron X720 тип трансмісії, так як дані трактори мають досить схожі характеристики з точки зору комфорту та виконували однакові технологічні операції.

При дослідженні частоти серцебиття операторів-водіїв було встановлено, що найменш стомленим виявився оператор-водій, який працював на тракторі з ГОМТ. Більш стомленими – на 2,7% – 43,4% оператори-водії, що працювали на тракторах з механічною трансмісією.

Таблиця 2 – Дослідження ступеня стомлення операторів-водіїв по частоті серцебиття

Кількість годин з початку робочого дня	Робочий день 1				Робочий день 2			
	Частота серцебиття оператора-водія, Y_i		Оцінка, що характеризує ступінь стомлення оператора-водія, Q		Частота серцебиття оператора-водія, Y_i		Оцінка, що характеризує ступінь стомлення оператора-водія, Q	
	Вимір 1	Вимір 2	Вимір 1	Вимір 2	Вимір 1	Вимір 2	Вимір 1	Вимір 2
ХТА-200 «Слобожанець»								
0	70	71	5,0	5,0	74	75	5,0	5,0
4	90	105	4,0	3,3	94	100	4,0	3,7
8	104	115	3,4	2,8	101	107	3,6	3,4
12	125	133	2,3	2,0	120	125	2,7	2,4
Case IH Magnum 255								
0	75	77	5,0	5,0	73	75	5,0	5,0
4	79	83	4,8	4,7	78	80	4,7	4,7
8	94	95	4,0	4,0	90	94	4,1	4,0
12	102	105	3,6	3,5	100	102	3,6	3,6
Deutz-Fahr Agrottron X720								
0	74	76	5,0	5,0	75	75	5,0	5,0
4	80	82	4,7	4,7	79	81	4,8	4,7
8	95	97	3,9	3,9	91	95	4,2	4,0
12	104	107	3,4	3,4	101	106	3,6	3,4
Fendt 936 Vario								
0	72	73	5,0	5,0	70	73	5,0	5,0
4	75	76	4,9	4,9	75	77	4,8	4,8
8	83	87	4,5	4,3	85	89	4,3	4,2
12	95	99	3,9	3,7	97	100	3,7	3,7

Визначення ступеня стомлення операторів-водіїв по методу Акіюші Кітаока.

Японським психіатром Акіюші Кітаока [10] вигадано достатньо простий спосіб визначення ступеня стомлення людини. Суть методу полягає у вивченні спеціальних ілюстрацій (рис. 2). Якщо здається, що зображення повністю статичне – людина бадьора. Якщо ж з'являється відчуття, що картинка поволі рухається, змінюється – час влаштувати невеликий відпочинок, а якщо ілюзії рухаються дуже швидко – необхідно терміново залишити роботу і добре відпочити. Фактично завдяки цьому методу ступінь стомлення (стан людини) оцінюється за наступною шкалою: відмінний стан – 5; задовільний – 3; потрібне відновлення – 1.

В процесі дослідження на початку робочої зміни та через кожні 4 години аж до закінчення робочого дня оператору-водієві демонструвалися 5 різних випадкових ілюстрацій зі всього набору (рис. 2), після чого виставлялася оцінка, що характеризує ступінь стомлення: 1, 3, 5. Вимірювання відбувалися протягом двох днів (перший день – оранка, другий – транспортні роботи). Функції операторів-водіїв виконували люди, що постійно працюють на даній техніці (табл. 1). Результати дослідження ступеня стомлення операторів-водіїв по методу Акіюші Кітаока наведені в табл. 3.

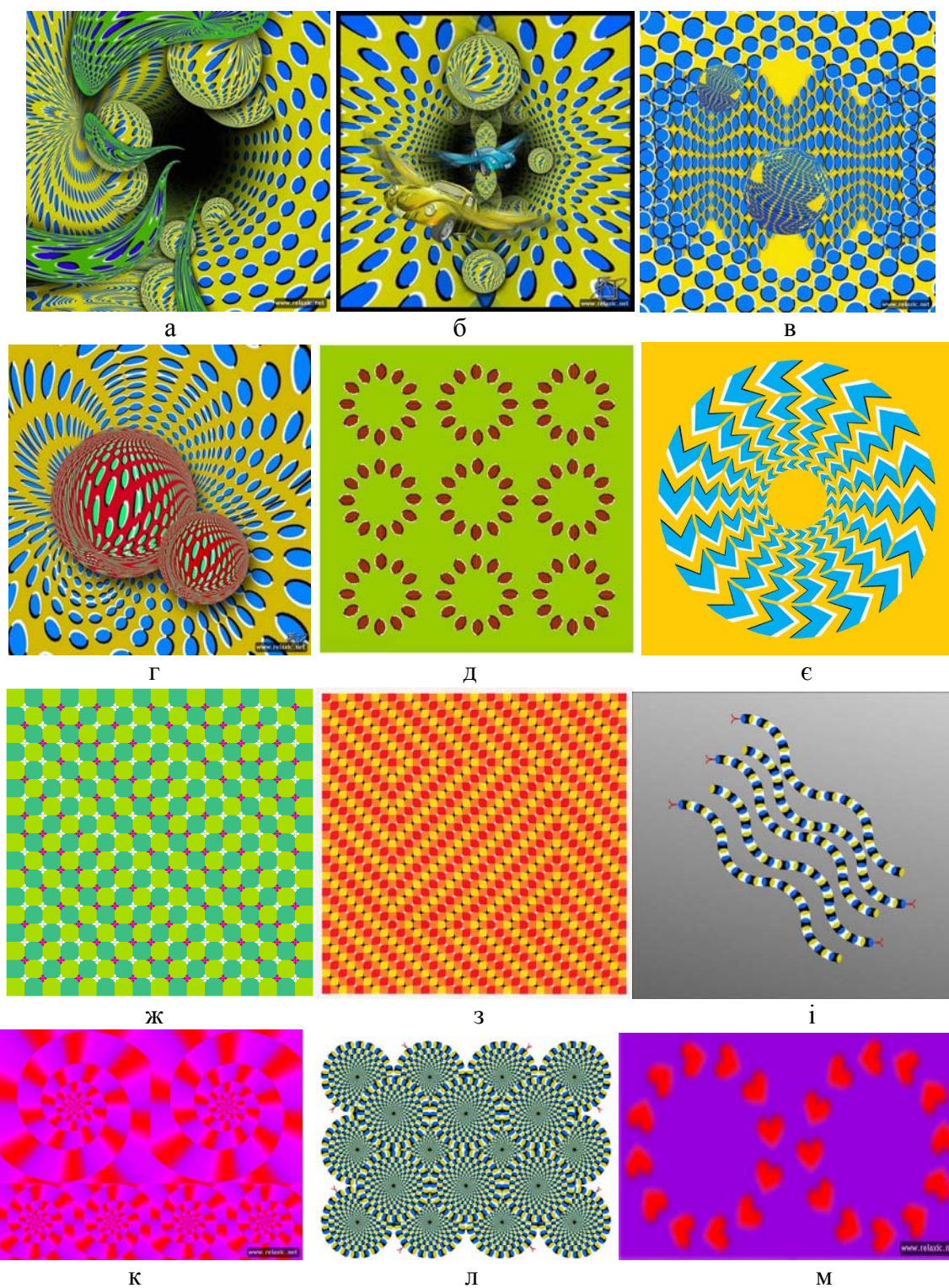


Рисунок 2 – Ілюстрації Акіюші Кітаока: а, б, в, г, д, є, ж, з, і, к, л, м – тестові ілюстрації

Як видно з табл. 3, в момент закінчення дванадцятичасового робочого дня по методу Акіюші Кітаока найменш стомленим виявився оператор-водій трактора Fendt 936 Varjo, трохи більше за нього – на 13,3% втомився оператор-водій трактора Case IH

Magnum 255, на 13,3% – 20,0% (в залежності від номера виміру та виконуваних операцій) оператор-водій Deutz-Fahr Agrottron X720, а найбільш стомленим – на 33,3% – 40,0% виявився оператор-водій ХТА-200 «Слобожанець».

Найменш стомленим по методу Акіоші Кітаока виявився оператор-водій, який працював на тракторі з ГОМТ. Більш стомленими – на 13,3% – 40,0% оператори-водії, що працювали на тракторах з механічною трансмісією.

Таблиця 3 – Дослідження ступеня стомлення операторів-водіїв по методу Акіоші Кітаока

Кількість годин з початку робочого дня	Робочий день 1										Робочий день 2									
	Номер ілюстрації					Оцінка, що характеризує ступінь стомлення оператора-водія					Номер ілюстрації					Оцінка, що характеризує ступінь стомлення оператора-водія				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
ХТА-200 «Слобожанець»																				
0	5	5	5	5	5	5	5	3	3	5	5	5	5	5	5	5	3	5	5	3
4	3	5	3	3	3	3	3	5	3	3	3	5	3	3	3	3	5	3	3	3
8	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
12	1	3	3	3	1	1	1	1	1	3	3	1	3	3	3	1	3	1	1	1
Case IH Magnum 255																				
0	5	5	5	5	5	5	3	3	5	5	5	5	5	5	5	5	3	3	5	5
4	5	5	3	5	3	5	5	3	3	5	5	3	5	5	5	5	5	5	5	3
8	5	5	3	3	5	3	3	3	3	5	5	3	3	5	3	3	3	3	5	5
12	3	3	3	3	1	3	3	3	1	3	3	3	1	3	3	3	3	1	3	3
Deutz-Fahr Agrottron X720																				
0	5	5	3	5	5	5	5	3	5	5	5	5	5	5	3	5	5	5	3	5
4	5	5	3	5	3	5	5	3	3	5	5	3	3	5	5	5	5	3	5	3
8	3	5	3	5	5	5	3	3	3	5	5	5	3	5	3	3	3	3	3	5
12	3	3	3	1	3	3	3	1	3	3	3	3	1	3	3	3	1	1	3	3
Fendt 936 Vario																				
0	5	5	5	3	5	5	3	5	5	5	5	5	5	5	3	5	3	5	5	5
4	5	5	5	5	3	5	3	5	5	3	5	5	3	5	5	5	3	5	5	3
8	5	5	3	5	5	5	3	3	3	5	5	5	3	5	3	3	5	3	3	5
12	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3

Визначення ступеня стомлення операторів-водіїв по вмісту лактату (молочної кислоти) в крові.

Втома, в основному, відбувається в результаті накопичення в крові так званих «токсинів втоми» [11, 12].

«Токсини втоми» – поняття збиральне. У медицині під цим терміном мається на увазі ціла група речовин, які є проміжними або побічними продуктами обміну. Ці речовини утворюються в організмі в результаті інтенсивної і тривалої праці. В першу чергу, це лактат (молочна кислота) і піровиноградна кислота – побічні продукти окислення глюкози і глікогену в організмі.

Можна виділити наступні основні групи токсинів втоми:

- лактат (молочна кислота) і піровиноградна кислота;
- кетонні тіла (ацетон та ін.);
- продукти гниття і бродіння в кишечнику;
- продукти азотистого обміну (аміак та ін.);
- вільні радикали.

Лактат (молочна кислота) – одна з не багатьох груп токсинів, концентрацію яких в крові людини можна виміряти в польових умовах.

У нормі при кисневому окисленні глюкози та глікогену вони окислюються до вуглекислоти газу і води. При великих фізичних навантаженнях потреба організму в кисні перевищує можливості дихальної, серцево-судинної і кровоносної систем. В результаті відбувається неповне окислення всіх енергетичних субстратів. Частина вуглеводів окислюється тільки до молочної і піровиноградної кислоти. Причому збільшення вмісту молочної кислоти в крові ускладнює проникнення кисню в клітини. Виникає замкнуте коло: чим менше кисню, тим більше молочної кислоти, а чим більше молочної кислоти, тим менше тканини засвоюють кисню. Стомлення при цьому наростає, як сніговий ком. І до кінця виконання фізичного навантаження воно досягає критичної точки.

Молочна і піровиноградні кислоти зрушують рН крові в кислу сторону. Розвивається так званий ацидоз. Провідна роль в розвитку ацидозу належить молочній кислоті. Саме молочна кислота є основним «токсиком втоми». Сонливість і загальмованість після великих об'ємних фізичних навантажень обумовлені, перш за все, молочнокислим ацидозом, який викликає гальмування в центральній нервовій системі і периферичних нервових центрах. Тяжкість в голові і відчуття інтелектуального стомлення, які бувають після тривалої розумової роботи, з'являються, в основному, за рахунок накопичення молочної кислоти в тканинах головного мозку. Природно, що будь-які заходи по ліквідації (утилізації) молочної кислоти в печінці і м'язах сприятимуть підвищенню працездатності та ліквідації стомлення.

Саме завдяки м'язам тіло рухається. При скороченні м'язи виділяють молочну кислоту, дію якої на самі м'язи можна назвати «отрутою втоми», тобто молочна кислота – основна причина того, що м'язи втомлюються. Насправді м'язам все одно як довго продовжувати працювати, головне щоб молочна кислота швидше йшла з них. Розносяться токсини втоми по всьому тілу за допомогою крові, тому не тільки м'язи, але і решта тіла, особливо мозок, починає відчувати втому.

Для вимірювання рівня вмісту лактату (молочної кислоти) в крові під час фізичного навантаження беруть кров з мочки вуха або кінчика пальця. Виходячи з одержаного аналізу, можна зробити висновок про стан людини. Концентрація лактату (молочної кислоти) при навантаженні корелює з розвитком стомлення.

Кліренс лактату (зникнення з крові) пов'язаний, головним чином, з метаболізмом його в печінці і нирках. Поглинання лактату печінкою не безкінечне. Існує поняття «лактатного порогу» – 4 ммоль/л, досягши який плавне зростання концентрації молочної кислоти переходить в стрибкоподібне.

Вміст лактату в крові людини в спокійному стані повинен бути нижче 1 ммоль/л, при інтенсивній м'язовій роботі може зростати в 5 – 10 разів. Референсні значення: менше 2,4 ммоль/л [11, 12].

Підвищення значень лактату спостерігається при: алкоголізмі; хронічному алкоголізмі; інтоксикаціях; гострому гепатиті; синдромі гіпервентиляції та інших зловияких новоутвореннях; гострій кровотечі; важкій гострій застійній серцевій недостатності або інших причинах судинного колапсу; захворюваннях серця з ціанозом або другими причинами гострої гіпоксії; інфекціях – особливо пієлонефриті; цирозі; важких судинних захворюваннях; лейкозі; патологічних станах, що супроводжуються посиленням м'язових скорочень (епілепсії, тетанії та ін.); серцевої (гострої і хронічної) або легеневої недостатності; анемії; важкої анемії.

В процесі дослідження ступеня стомлення на початку робочої зміни та на при кінці робочого дня вимірювали вміст лактату (молочної кислоти) в крові операторів-водіїв за допомогою приладу Accutrend Plus для чого брали невелику кількість крові

(0,01 – 0,05 мл) з кінчика безіменного пальця руки на тест-полоски «аккутренд лактат». Вимірювання відбувалися протягом двох днів (перший день – оранка, другий – транспортні роботи). Функції операторів-водіїв виконували люди, що постійно працюють на даній техніці (табл. 1).

Accutrend Plus – прилад для визначення рівня холестерину, глюкози, триглицеридів і лактату в крові. Аналізатор Accutrend Plus працює на спеціальних тест-полосках (рис. 3) – «аккутренд глюкоза» (для визначення рівня глюкози), «аккутренд холестерину» (для визначення рівня холестерину), «аккутренд триглицериди» (для визначення рівня триглицеридів), «аккутренд лактат» (для визначення рівня молочної кислоти). Прилад володіє широким діапазоном вимірювання – для глюкози – від 1,1 до 33,3 ммоль/л, для холестерину – від 3,88 до 7,75 ммоль/л, для триглицеридів – від 0,8 до 6,9 ммоль/л, для молочної кислоти – від 0,8 до 21,7 ммоль/л. Час вимірювання молочної кислоти – до 60 секунд. У пам'яті приладу зберігається до 100 значень кожного параметра з часом і датою вимірювання. Прилад володіє високою точністю вимірювання (від $\pm 3\%$ до $\pm 5\%$ в порівнянні з лабораторними методами).



Рисунок 3 – Прилад Accutrend Plus

Оцінка, що характеризує ступінь стомлення оператора-водія по вмісту лактату (молочної кислоти) в крові, визначається з виразу (без округлення)

$$Q_m = 5 - \left(\frac{Y_{tm} - Y_{sm}}{Y_{zm \max} - Y_{sm}} \cdot 4 \right), \quad (4)$$

де Y_{tm} – зміряний вміст лактату (молочної кислоти) в крові оператора-водія;

Y_{sm} – вміст лактату (молочної кислоти) в крові оператора-водія в спокійному стані;

$Y_{zm \max}$ – вміст лактату (молочної кислоти) в крові після тяжких та інтенсивних навантажень. В зв'язку з тим, що у кожного оператора-водія вміст лактату (молочної кислоти) в крові після тяжких навантажень різний в силу їх неоднакової фізичної підготовки, значення $Y_{zm \max}$ пропонується знаходити експериментальним шляхом: оператор-водій повинен присісти 10 разів з максимальним прискоренням, через 3 – 7 хв. після закінчення вправи вимірюється вміст лактату (молочної кислоти) в крові. Саме це значення і буде $Y_{zm \max}$.

Результати дослідження ступеня стомлення операторів-водіїв по вмісту лактату (молочної кислоти) в крові наведені в табл. 4.

Таблиця 4 – Дослідження ступеня стомлення операторів-водіїв по вмісту лактату (молочної кислоти) в крові

Кількість годин з початку робочого дня	Робочий день 1		Робочий день 2	
	Вміст лактату (молочної кислоти) в крові, Y_{lm} , ммоль/л	Оцінка, що характеризує ступінь стомлення оператора-водія, Q_m	Вміст лактату (молочної кислоти) в крові, Y_{lm} , ммоль/л	Оцінка, що характеризує ступінь стомлення оператора-водія, Q_m
ХТА-200 «Слобожанець»				
0	1,2	5	1,3	5
12	3,8	1,9	3,9	2,0
Case IH Magnum 255				
0	1,5	5	1,4	5
12	2,9	3,1	2,8	2,9
Deutz-Fahr Agrottron X720				
0	1,4	5	1,5	5
12	2,9	2,9	2,8	2,9
Fendt 936 Vario				
0	1,5	5	1,6	5
12	2,7	3,4	2,8	3,2

Як видно з табл. 4, в момент закінчення дванадцятичасового робочого дня по вмісту лактату (молочної кислоти) в крові найменш стомленим виявився оператор-водій трактора Fendt 936 Vario, трохи більше за нього – на 8,8% – 9,4% (в залежності від виконуваних операцій) втомився оператор-водій трактора Case IH Magnum 255, на 9,4% – 14,7% оператор-водій Deutz-Fahr Agrottron X720, а найбільш стомленим – на 37,5% – 44,1% виявився оператор-водій ХТА-200 «Слобожанець».

Найменш стомленим по вмісту лактату (молочної кислоти) в крові виявився оператор-водій, який працював на тракторі з ГОМТ. Більш стомленими – на 8,8% – 44,1% оператори-водії, що працювали на тракторах з механічною трансмісією.

Висновки.

В момент закінчення дванадцятичасового робочого дня по частоті серцебиття, по методу Акіюші Кітаока та вмісту лактату (молочної кислоти) в крові найменш стомленим виявився оператор-водій трактора Fendt 936 Vario, трохи більше за нього – на 2,7% – 13,3% (в залежності від номера виміру, виконуваних операцій та методу визначення ступеня стомлення) втомився оператор-водій трактора Case IH Magnum 255, на 5,4% – 20,0% оператор-водій Deutz-Fahr Agrottron X720, а найбільш стомленим – на 31,1% – 44,1% виявився оператор-водій ХТА-200 «Слобожанець». Різниця в результатах ступеня стомлення операторів-водіїв тракторів Fendt 936 Vario, Case IH Magnum 255, Deutz-Fahr Agrottron X720 та ХТА-200 «Слобожанець» пояснюється, в основному, типом трансмісії, складністю системи її керування та психофізичними витратами трактористів при цьому.

Список літератури: 1. Ключников А. В. Тенденции развития трансмиссий колесных тракторов / А. В. Ключников // Техника и оборудование для села. – 2012. – № 1 (175). – С. 43 – 47. 2. Щельцын Н. А. Современные бесступенчатые трансмиссии с.-х. тракторов / Н. А. Щельцын, Л. А. Фрумкин, И. В. Иванов // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. –

№ 11. – С. 18 – 26. **3.** Самородов В. Б. Безступінчасті гідрооб'ємно-механічні трансмісії як невід'ємний елемент сучасних тракторів / В. Б. Самородов, В. В. Єніфанов, А. І. Бондаренко // Вісник СевНТУ. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – 2012. – № 135. – С. 244 – 247. **4.** Айтцетмюллер Х. Функциональные свойства и экономичность тракторной и специальной техники с трансмиссиями VDC / Х. Айтцетмюллер // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 1(6). – С. 20 – 24. **5.** Рогов А. В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Рогов Андрей Владимирович. – Харків, 2006. – 168 С. **6.** Старожук И. А. Влияние типа механизма поворота трактора на напряженность труда тракториста / И. А. Старожук, Г. С. Цейтлина, В. С. Сафронов // Тракторы и сельхозмашины. – 1999. – № 2. – С. 12 – 14. **7.** Сайт <http://www.simp.com.ua/utomlenie/>. **8.** Сайт http://mfit.kiev.ua/ru/article/id/reakcii_serdechno_sosudistoj_sistemj_na_fizicheskiju_nagruzku/index.html. **9.** Сайт <http://www.sportlandia.com.ua/fitnes-v-domashnikh-usloviyakh.html>. **10.** Сайт <http://blog.i.ua/user/1128109/321448/>. **11.** Сайт http://www.tibeta.com.ua/page_162.html. **12.** Сайт <http://www.combat-jujutsu.kiev.ua/files/Farm.htm>.

Надійшла до редколегії 04.03.2014

УДК 621.83.062

Аналіз ступеня стомлення операторів-водіїв сучасних колісних тракторів / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 14-25. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-6840.

В работе определена степень утомления операторов-водителей современных колесных тракторов по частоте сердцебиения, по методу Акиоши Китаока и содержанию лактата (молочной кислоты) в крови при выполнении пахоты и транспортных работ, а также проведен сравнительный анализ полученных результатов.

Ключевые слова: трактор, трансмиссия, гидрообъемно-механическая трансмиссия, утомление.

Analysis degree fatigues operator-drivers modern wheel tractor / V. B. Samorodov, A. I. Bondarenko // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 14-25. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-6840.

In work the degree of fatigue of operators-drivers of the modern wheeled tractors on frequency of palpitation, on the method of Akyoshy Kytaoka and milk acid in blood at implementation of ploughing and transporting works, and also the comparative analysis of the got results is conducted.

Keywords: tractor, transmission, hydrostatic-mechanical transmission, fatigue.

УДК 629.1.07

В. Б. САМОРОДОВ, докт. техн. наук, проф., НТУ «ХПИ»;

О. И. ДЕРКАЧ, инж., НТУ «ХПИ»;

С. А. ШУБА, инж., НТУ «ХПИ»;

И. В. ЯЛОВОЛ, инж., НТУ «ХПИ»

ОРИГИНАЛЬНАЯ БЕССТУПЕНЧАТАЯ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКАЯ ТРАНСМИССИЯ ДЛЯ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ

В статье приведенные материалы относительно преимуществ применения гидрообъемно-механических трансмиссий для гусеничных тракторов типа Т-150/Т-181. Обосновано целесообразность разработки бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии для гусеничного трактора с возможностью осуществления бесступенчатого поворота без разрыва потока мощности. Приведен анализ характеристик гидрообъемно-механической трансмиссии для гусеничного трактора.

Ключевые слова: трактор, трансмиссия, гидрообъемно-механическая трансмиссия.

Постановка проблемы. В мире получают все большее распространение бесступенчатые гидрообъемно-механические трансмиссии (ГОМТ) для самых различных транспортных средств. Так, в современных зарубежных колесных сельскохозяйственных тракторах применение ГОМТ стало необходимым стандартом в последние 10 лет.

Известно успешное применение ГОМТ и для гусеничных машин, правда только военного и/или двойного назначения. Для бульдозеров же, например типа ТС-10 (Украина), применяется бесступенчатая полнопоточная гидрообъемная трансмиссия (ГОТ). ГОТ придала данному классу техники уникальные свойства маневренности и управляемости, однако, в отличие от образцов с ГОМТ, КПД такой трансмиссии не может превысить значения 0,78, ограниченных собственным КПД гидрообъемных приводов (ГОП) в производстве с КПД механических редукторов. Пока не известны факты успешного применения ГОМТ для гусеничных универсальных и сельскохозяйственных тракторов.

Анализ имеющихся решений. Известна ГОМТ для железнодорожных машин МТ-1 [2] по технологическому обслуживанию колеи, которая классифицируется как ГОМТ с дифференциалом на выходе и имеет возможность синхронизированного переключения диапазонов во время движения (рис. 1). Конструктивно коробка передач этой ГОМТ имеет два параллельных вала: входной (или первичный) с набором фрикционных муфт для синхронного переключения рабочих диапазонов, а также выходной (или вторичный), замыкающийся на соответствующие звенья планетарных суммирующих рядов ГОМТ.

© В. Б. Самородов, О. И. Деркач, С. А. Шуба, И. В. Яловол, 2014

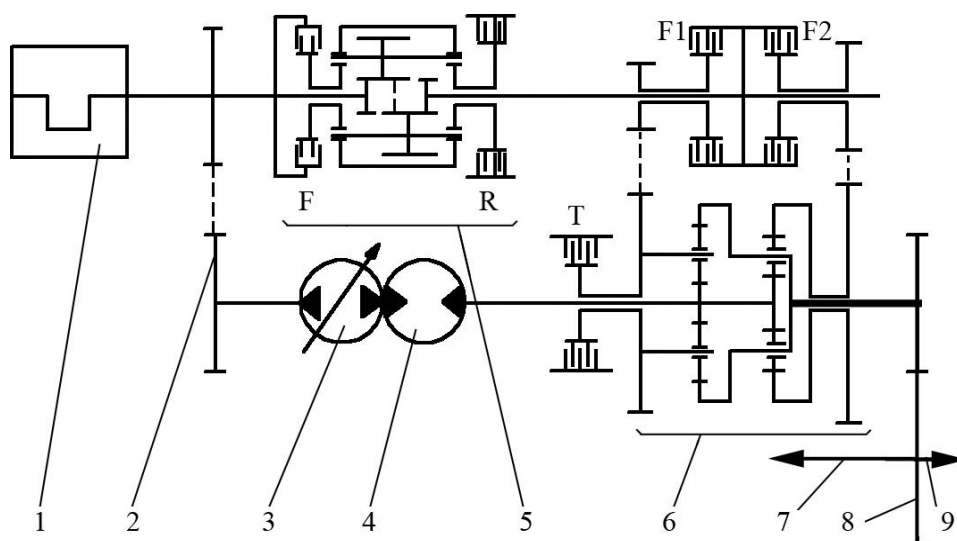


Рисунок 1 – Кинематическая схема трансмиссии мотовоза МТ-1:
1-дизель; 2-входной редуктор; 3-блок управляемых гидронасосов; 4-гидромотор; 5-реверсивное устройство; 6-коробка передач с планетарными рядами и редукторами; 7 и 9-приводы осей; 8-раздаточная коробка



Рисунок 2 – Гусеничный трактор Т-150

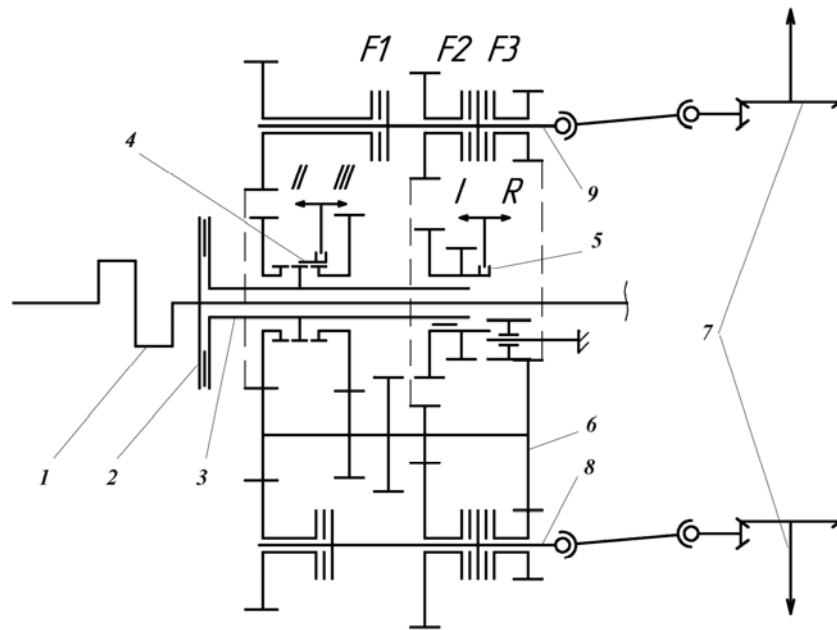


Рисунок 3 – Кинематическая схема трансмиссии гусеничных тракторов типа Т-150/Т-181:

1-дизель; 2-сцепление; 3-первичный вал; 4-муфта включения II и III рабочих диапазонов; 5-муфта включения I и заднего рабочих диапазонов; 6-промежуточный вал; 7-приводы бортовых передач; 8 и 9-вторичные валы левого и правого бортов соответственно; F1, F2, F3 – фрикционные муфты включения 1-й, 2-й и 3-й передачи

Классическая трансмиссия гусеничного трактора Т-150/Т-181 (рис. 2) включает в себя механическую коробку передач с одним первичным и двумя вторичными валами [3] (рис. 3). Причем каждый вторичный вал несет на себе набор фрикционных муфт для переключения передач в процессе движения трактора и приводит во вращение главную передачу соответствующего борта трактора. Поворот трактора осуществляется за счет включения на отстающем борту более пониженной передачи по сравнению с передачей забегающего борта или за счет отключения бортового фрикциона с последующим торможением отстающего борта.

Постановка задачи. Целью статьи является обоснование целесообразности разработки бесступенчатой ГОМТ для гусеничного трактора с возможностью осуществления бесступенчатого поворота без разрыва потока мощности.

Анализ характеристик ГОМТ проводился в программном обеспечении TRANS, разработанном на кафедре «Автомобиле- и тракторостроения» НТУ «ХПИ».

Изложение основного материала. Для трансмиссии гусеничного трактора типа Т-150/Т-181 массой до 8,5...9 т нужно учесть следующие требования к данному трактору:

1. Максимальная скорость движения до 18 км/ч (на резиновых гусеницах до 25 км/ч);
2. Возможность выполнения пахотно-пропашных работ на скоростях 6...12 км/ч с максимальной топливной эффективностью;
3. Реализация режима заднего хода до скоростей не менее 4...6 км/ч;
4. Возможность разворота на месте.

Для удовлетворения вышеперечисленных требований предлагается бесступенчатая ГОМТ (рис. 4), которая реализует три диапазона, включаемые последовательно, с помощью фрикционных муфт коробки с полной синхронизацией управляющих элементов.

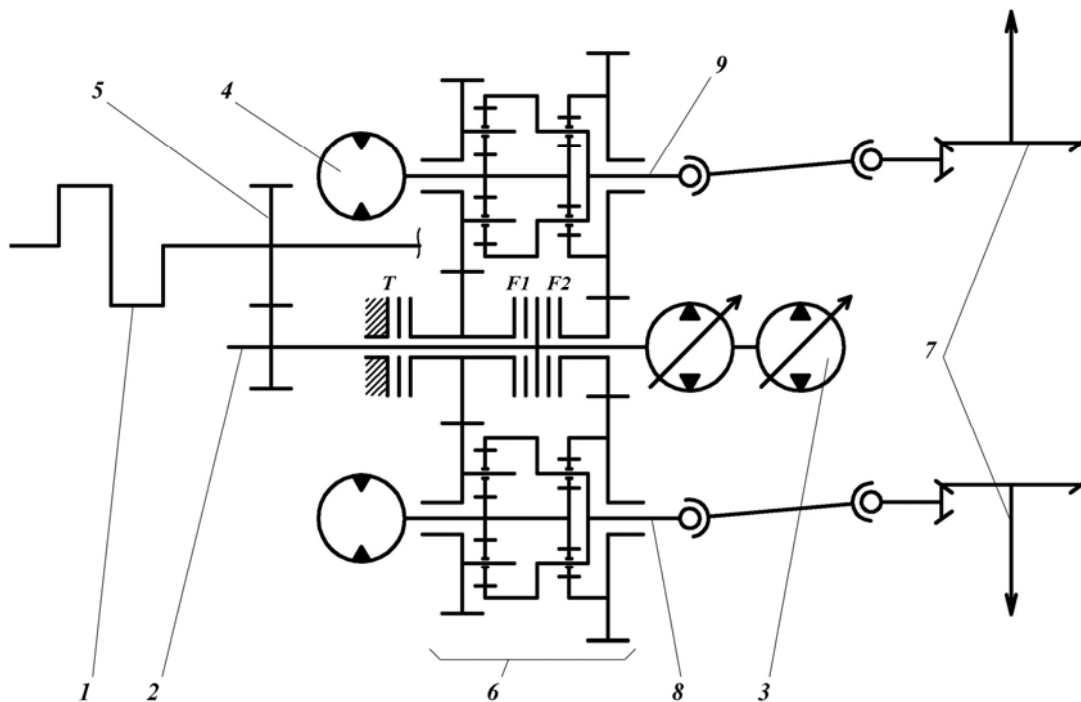


Рисунок 4 – Кинематическая схема ГОМТ для гусеничного трактора Т-150 на базе схемы трансмиссии мотовоза МТ-1:

1-дизель; 2-входной редуктор; 3- управляемый гидронасос; 4-гидромотор; 5-первичный вал; 6-коробка передач с планетарными рядами и редукторами; 7-приводы бортовых передач; 8 и 9-вторичные валы левого и правого бортов соответственно

Первый диапазон – полнопоточный, в коробку передач входит мощность только от гидравлической ветви. Включается фрикционной муфтой Т. Скорость движения трактора варьируется в пределах от 0 до 5 км/ч как передним, так и задним ходом.

Второй и третий диапазоны – двухпоточные, мощность суммируется на планетарных рядах вторичных валов от гидравлической и механической ветвей.

Второй диапазон включается фрикционной муфтой F2. Скорость движения трактора варьируется в пределах от 5 до 15 км/ч.

Третий диапазон включается фрикционной муфтой F1. Скорость движения трактора варьируется в пределах от 15 до 25 км/ч.

ГОП трансмиссии включает в себя пару управляемых гидронасосов со значением объемной постоянной 89 см³/об и пару гидромоторов с объемной

постоянной также $89 \text{ см}^3/\text{об}$ украинского производства. Каждый насос обслуживает соответствующий гидромотор определенного борта.

Для обеспечения поворота трактора с ГОМТ предусматривается дифференциальное управление гидронасосами по бортам, т.е. на забегающем борту путем регулировки параметра e происходит увеличение линейной скорости, а на отстающем – соответственно уменьшение. Таким образом, при повороте соответствующие значения параметров e на регуляторных характеристиках ГОМТ разных бортов будут различными, а средняя теоретическая скорость линейного движения трактора останется неизменной. Для осуществления поворота трактора в зонах регуляторных характеристик близких к точкам переключения рабочих диапазонов предусмотрен запас по параметру e от $\pm 0,8$ до ± 1 , т.е. синхронное переключение с диапазона на диапазон осуществляется при значениях параметров $e = \pm 0,8$. При остановленном тракторе дифференциальный принцип поворота обеспечивает возможность разворота на месте.

Предполагается, что данный трактор будет оснащен штатным дизелем, например ЯМЗ-236 мощностью 130 кВт.

Результаты анализа данной трансмиссии в программном продукте TRANS приведены на рис. 5-7.

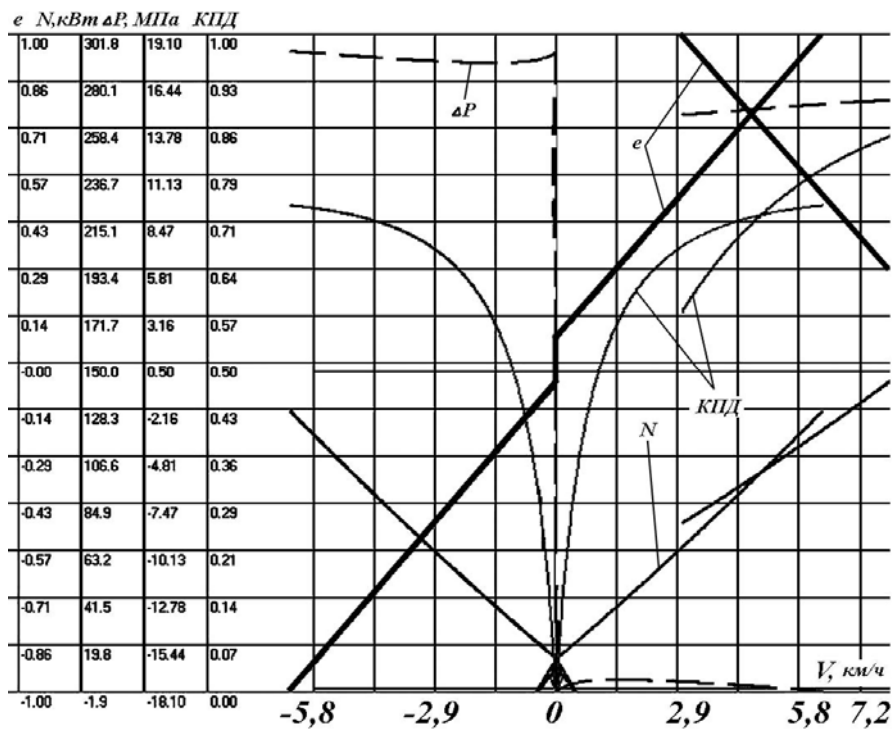


Рисунок 5 – Параметры трансмиссии при движении с тяговым усилием 50 кН

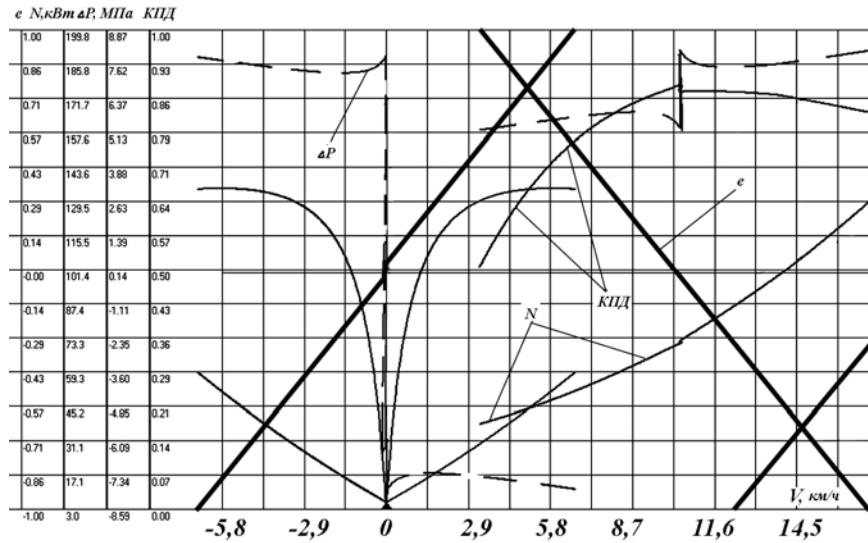


Рисунок 6 – Параметры трансмиссии при движении с тяговым усилием 20 кН

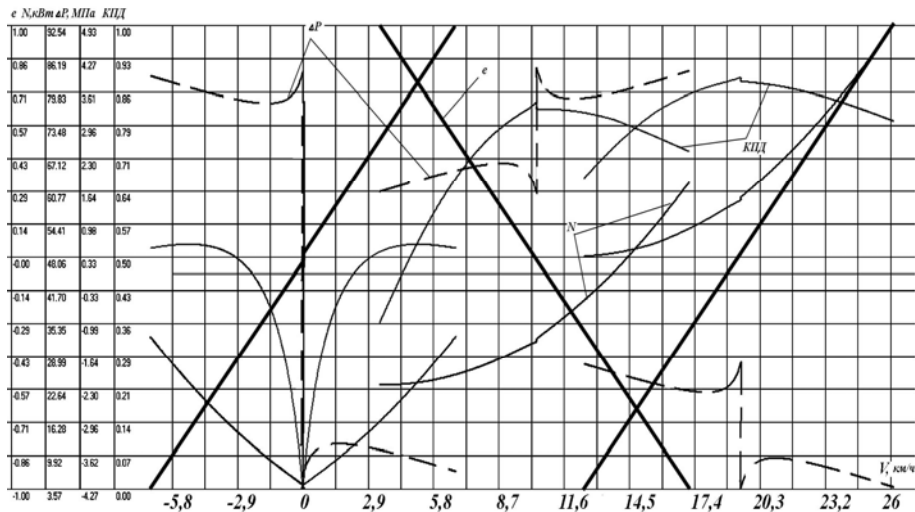


Рисунок 7 – Параметры трансмиссии при движении трактора в транспортном режиме при условии использования резиновых гусениц

В результате проведения анализа получены следующие результаты:

- при максимальном тяговом усилии в 50 кН трактор может эксплуатироваться на скоростях до 7 км/ч;
- при реализации тягового усилия в 20 кН трактор может разгоняться до 17,5 км/ч;
- в транспортном режиме трактор может достигать скорости 26 км/ч при минимальной загрузке;
- среднеинтегральный КПД трансмиссии в эксплуатационной области от 7 до 17,5 км/ч находится в пределах 0,81...0,83;
- максимальный КПД достигает значения 0,88 (для сравнения максимальный КПД трансмиссии трактора Фендт производства Германии не превышает значения 0,8...0,81);
- давление в силовой магистрали ГОП не превышает 20 МПа при прямолинейном движении.

Выводы. Таким образом, использование ГОМТ для гусеничных тракторов типа Т-150/Т-181 полностью оправдано и отвечает всем современным требованиям для машин данного класса. Причем ГОПы используются не только в прямолинейном движении, но и в повороте.

Следствием более высокого значения КПД является повышение уровня топливной эффективности машин с такой ГОМТ.

Обеспечение возможности разворота на месте значительно повышает уровень маневренности гусеничного трактора.

Для трактора с обычными гусеницами с открытым шарниром максимальная скорость ограничена значением 16...17 км/ч, что соответствует второму диапазону ГОМТ, следовательно, в этом случае схему ГОМТ можно упростить в части упразднения фрикциона 3-го диапазона, ограничившись в эксплуатации только двумя рабочими диапазонами.

Поворот данного трактора является предметом дополнительного исследования. Особенный интерес вызывает изучение процесса поворота в точках синхронизированного переключения диапазонов и достижения максимальных скоростей переднего и заднего хода.

Для использования в гусеничных машинах специального назначения подобной трансмиссии необходимо обеспечить расширение силового диапазона ГОМТ для сохранения тяговых параметров при возможности достижения максимальных скоростей до 60 км/ч и более, что возможно, например, за счет увеличения количества рабочих диапазонов с 3-х до 4...5.

Список литературы: 1. УДК629.1.07. Гидротрансмиссионный блок для железнодорожного транспорта. Деркач О.И., Бутылин А.А., Корецкий Н.А., Лизунов К.М., Кошман В.А., Сысоев А.В. Харьков. Механика и машиностроение. 2008. №1. Протокол ЕТК№205 от 05.09.2008. С. 126-130. 2. Патент на полезную модель №39396. Гидрообъемная трансмиссия транспортного средства. Деркач О.И., Кошман В.А., Зубцов Е.Н., Корецкий Н.А., Лизунов К.М., Бутылин А.А., Шигин Я.В. 3. В.А. Бугара и др. Справочник по тракторам Т-150 и Т-150К, Харьков, «Прапор», 1975.

Надійшла до редколегії 05.03.2014

УДК 629.1.07

Оригинальная бесступенчатая гидрообъемно-механическая трансмиссия для гусеничных тракторов / В. Б. Самородов, О. И. Деркач, С. А. Шуба, И. В. Яловол // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 26-32. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-6840.

У статті приведені матеріали щодо переваг застосовування ГОМТ для гусеничних тракторів типу Т-150/Т-181.

Ключові слова: трактор, трансмісія, гідрооб'ємно-механічна трансмісія.

Original without steps hydrostatic-mechanical transmission for track tractor / V. B. Samorodov, O. I. Derkach, S. O. Shuba, I. V. Yalovol // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 26-32. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2078-6840.

The article presents information about using of HVMT to T-150/T-181 type tractor.

Keywords: tractor, transmission, hydrostatic-mechanical transmission.

УДК 629.3.027.3

А. Г. МАМОНТОВ, ст. преп. НТУ «ХПИ»

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ КОЛЁСНЫХ ТРАКТОРОВ С ПНЕВМОРЕССОРНОЙ И СЕРИЙНОЙ ПОДВЕСКАМИ

В статье определены значения динамических нагрузок на передние и задние колёса трактора, оборудованного системой поддрессоривания различной конструкции. Проведен анализ численных данных, полученных в результате сравнительных экспериментальных исследований динамической нагруженности ходовой системы машинотракторных агрегатов оснащенных пневматической и серийной системами поддрессоривания.

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

Введение. Эксплуатационные характеристики машинотракторных агрегатов, задействованных в сельском хозяйстве, при выполнении основных и транспортных операций ограничиваются не только мощностью двигателя, виброзащитными свойствами систем поддрессоривания, но и надёжностью трактора в целом, которая в основном зависит от динамических нагрузок воздействующих на его основные системы и агрегаты.

Анализ последних достижений и публикаций. Основными задачами совершенствования конструкции тракторов является повышение их технико-эксплуатационных показателей и производительности за счет повышения мощности, увеличения рабочих скоростей и повышения тягового усилия.

В свою очередь увеличение скоростей движения неизбежно влечёт за собой увеличение динамической нагруженности ходовых систем. Это вызывает необходимость совершенствования конструкции систем поддрессоривания, которые позволят снизить влияния динамических нагрузок и тем самым позволят в полной мере решить ряд проблем связанных с повышением энергонасыщенности машинотракторных агрегатов.

Перспективным направлением совершенствования конструкций систем поддрессоривания является применение пневматических упругих элементов позволяющая изменять жесткость подвески, регулировать дорожный просвет и эффективно гасить колебания.[1,2,3]

Цель и постановка задачи. Целью сравнительных испытаний было определение значений динамических нагрузок на передние и задние колёса трактора оборудованного системой поддрессоривания различной конструкции.

Постановка эксперимента. В результате проведенных испытаний [4] были выбраны основные конструктивные параметры обеспечивающие оптимальное воздушное демпфирование при сечении дросселя $9 \cdot 10^{-3}$ м и объём дополнительного воздушного резервуара на один борт $40 \cdot 10^{-3}$ м³.

Величина динамического хода подвески принималась $30 \cdot 10^{-3}$ м³ и $40 \cdot 10^{-3}$ м³, что соответствовало избыточному давлению в пневматической воздушной системе 0,22 и 0,27 Па.

Тензометрическими датчиками замерялись радиальные нагрузки на передние и

© А. Г. Мамонтов, 2014

задние колёса трактора.

Испытания проводились на макете трактора Т-150 КМ оборудованного пневморессорной или серийной подвесками, имеющего шины 600-665 (23,1 - 26) R модели ФД-37 [3].

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

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

Для получения стабильных результатов эксперимента каждый заезд повторялся дважды в пределах рабочего диапазона скоростей [3].

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

Статическая нагрузка на переднюю ось трактор составляла 5270 кг, на заднюю ось - 2870 кг. Хоботное давление груженого прицепа 1ПТС-9 составляло 1914 кг [3].

В результате проведенных испытаний были получены значения динамических нагрузок на передние и задние колёса левого борта трактора для каждого из исследованных вариантов.

Результаты анализа экспериментальных исследований нагруженности ходовой системы трактора. В результате обработки экспериментальных данных были получены динамические нагрузки на передних и задних колёсах тракторов в октавных полосах частот при движении по асфальту на 5...8 передачах, рис. 1...8.

На рисунках 1...4 представлены характеристики динамических нагрузок на переднее колесо при движении машинотракторного агрегата на 5...8 передачах. Из графиков следует, что при всех скоростях движения динамическая нагруженность переднего колеса выше при серийном рессорном подвешивании, затем идёт характеристика с пневморессорным подвешиванием без амортизаторов, и ниже всех располагается характеристика динамической нагруженности для трактора с пневморессорной подвеской при наличии амортизаторов. Так при движении на пятой передаче динамическая нагруженность переднего колеса при пневморессорной подвеске с амортизаторами в зоне резонанса в 1,2...1,4 раза ниже, чем при серийной подвеске, и в 1,15...1,25 раза ниже, чем при пневморессорной подвеске без амортизаторов, рис 1.

Для седьмой передачи движения это отношение составляет соответственно 1,25...1,45 и 1,16...1,28.

С ростом скоростей движения возрастает и динамическая нагруженность переднего колеса для всех систем рессорного подвешивания. Резонансной для динамической нагруженности является седьмая передача движения, на восьмой передаче динамические нагрузки несколько снижаются.

Так, динамические нагрузки на седьмой передаче движения в сравнении с пятой передачей возрастают в зоне резонанса: 1) для серийной подвески в 1,4...1,9 раза; 2) для пневморессорной подвески без амортизаторов в 1,45...1,75 раза; 3) для пневморессорной подвески с амортизаторами в 1,35...1,7 раза.

Наибольшее приращение динамической нагрузки с ростом скорости отмечено для серийной подвески.

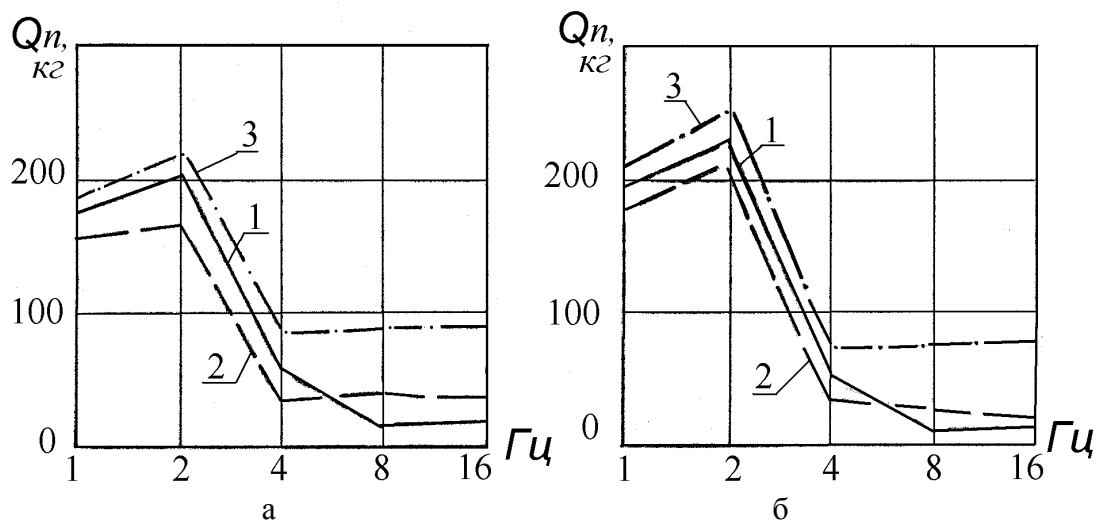


Рисунок 1 – Изменение нагрузок на переднее колесо в октавных полосах частот на 5 передаче:

а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм

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

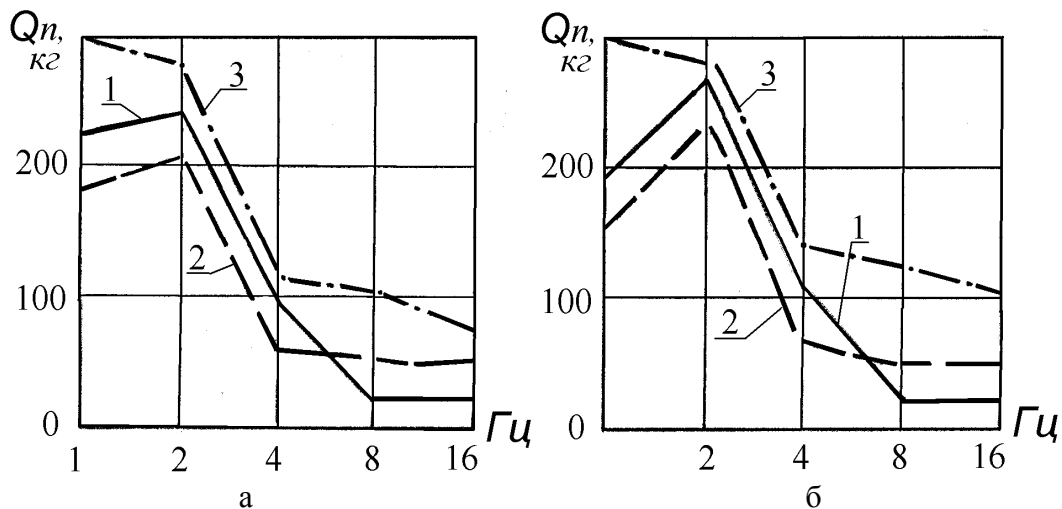


Рисунок 2 – Изменение нагрузок на переднее колесо в октавных полосах частот на 6 передаче:

а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм

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

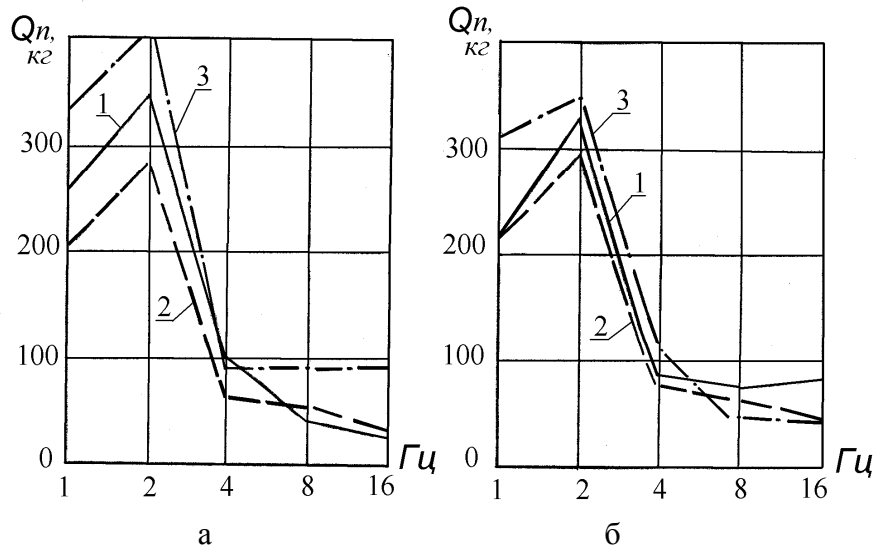


Рисунок 3 – Изменение нагрузок на переднее колесо в октавных полосах частот на 7 передаче:

а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм

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

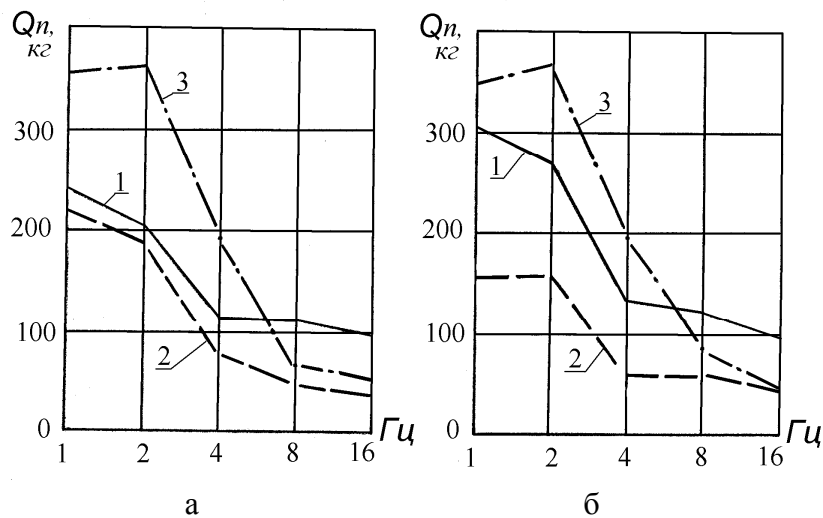


Рисунок 4 – Изменение нагрузок на переднее колесо в октавных полосах частот на 8 передаче:

а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм

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

На рисунках 5...8 представлены характеристики динамических нагрузок на заднее колесо трактора при движении на 5...8 передачах. Из графиков видно, что при движении на пятой передаче в зоне резонанса динамическая нагруженность заднего колеса при серийной подвеске ниже, чем при пневморессорной, в 1,5 раза, на остальных передачах движения различие в характеристиках для исследованных систем рессорного подвешивания незначительно.

При возрастании скорости движения отмечено увеличение динамической нагруженности заднего колеса во второй октавной полосе частот, особенно для серийного рессорного подвешивания; так при увеличении скорости движения с пятой передачи до седьмой динамические нагрузки на задние колёса возрастают (при частоте 2 Гц): 1) для серийной подвески в 2 раза; 2) для пневморессорной подвески без амортизаторов в 1,3...1,4 раза; 3) для пневморессорной подвески с амортизаторами в 1,2...1,3 раза (см. рис. 5...7)

Из сопоставления характеристик динамических нагрузок для переднего и заднего колёс видно, что при движении по асфальту динамическая нагруженность колёс сопоставима.

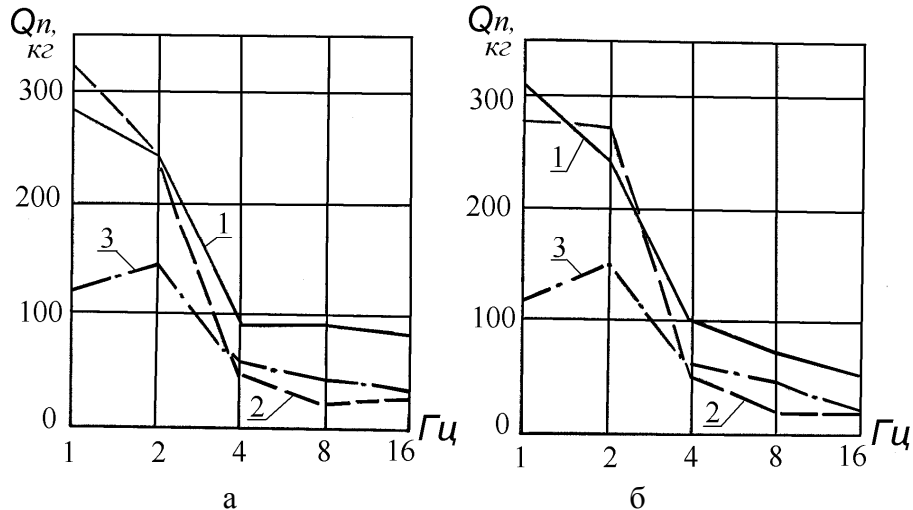


Рисунок 5 – Изменение загрузок на заднее колесо в октавных полосах частот на 5 передаче:

а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм

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

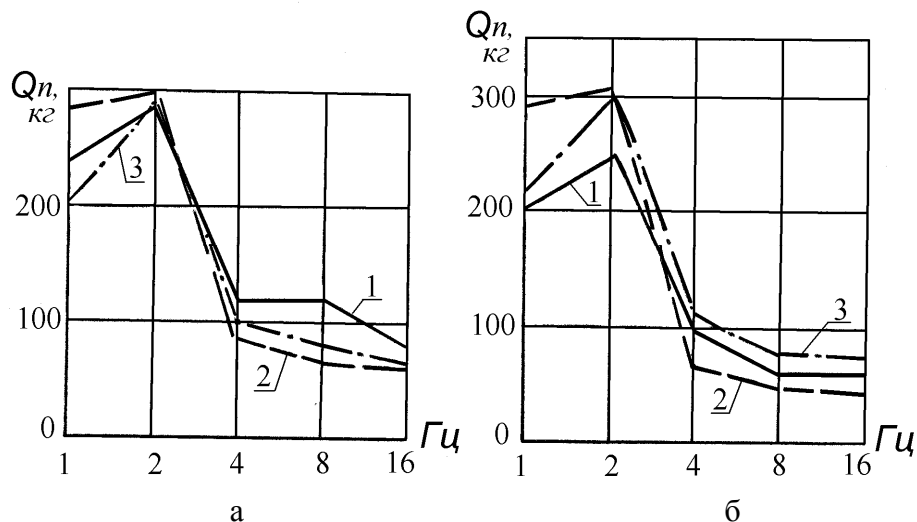


Рисунок 6 – Изменение загрузок на заднее колесо в октавных полосах частот на 6 передаче:

а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм

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

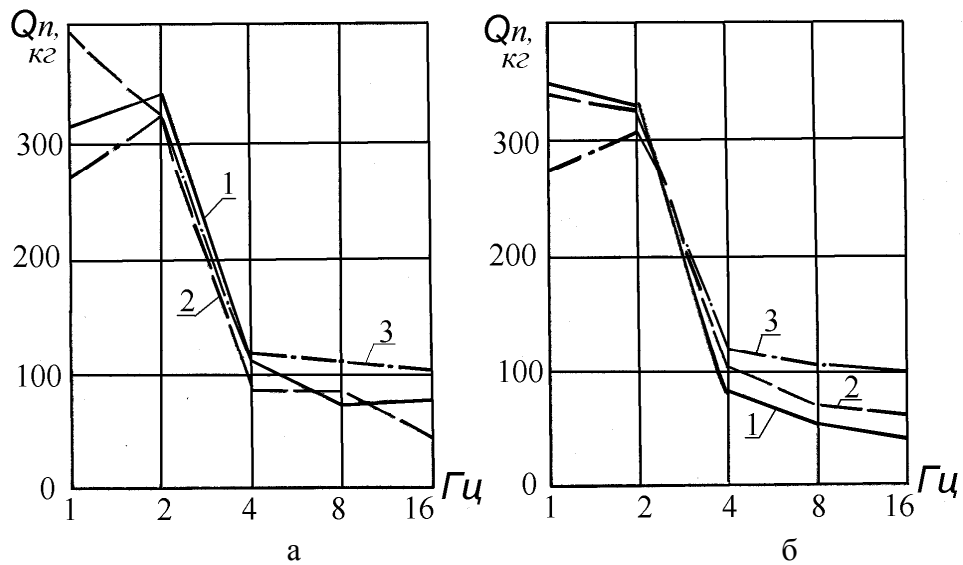


Рисунок 7 – Изменение нагрузок на заднее колесо в октавных полосах частот на 7 передаче:

а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм

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

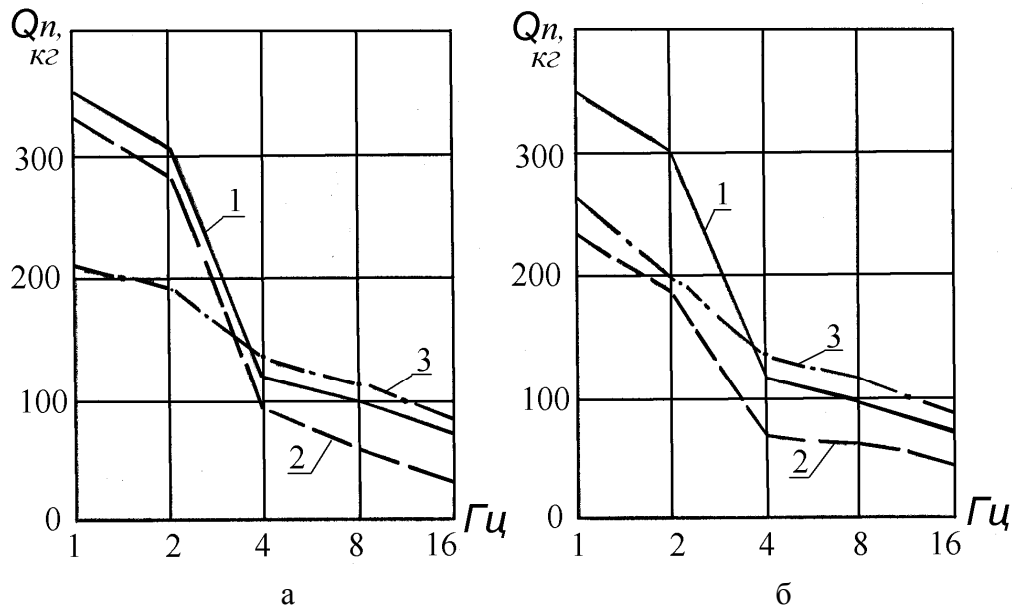


Рисунок 8 – Изменение нагрузок на заднее колесо в октавных полосах частот на 8 передаче:

а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм

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

Выводы. В результате проведения сравнительных исследований установлено, что трактор, оборудованный пневморессорной подвеской при наличии амортизаторов имеет меньшую динамическую нагруженность ходовой системы в сравнении с трактором, оборудованным серийной подвеской.

Список литературы: 1. Великодний В.М., Кириенко Н.М. – «Улучшение параметров плавности хода колёсного сельскохозяйственного трактора ХТЗ – 120» // Издавничій центр НТУ «ХПІ», Харків, 1993. 2. Мамонтов А.Г. Исследование плавности хода трактора с прицепом при движении по дороге с асфальтным покрытием// Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Збірник наукових праць. Тематичний випуск. Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 19. – 90-94 с. 3. Исследование плавности хода, динамической нагруженности элементов системы трактора Т-150КМ и обоснование схемы подвески: Отчёт кафедры «Тракторостроение» Харьк. политехн. Ин-та, №76050198. Харьков: 1977. – 165 с. 4. Великодний В.М., Мамонтов А.Г. Экспериментальные исследования параметров демпфирования пневморессорной подвески самоходной машины. Вестник НТУ «ХПІ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле-и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПІ». – 2010. - № 1, - 166 с.

Поступила в редколлегию 12.03.2014

УДК 629.3.027.3

Сравнительные исследования динамической нагруженности ходовой системы колёсных тракторов с пневморессорной и серийной подвесками / А. Г. Мамонтов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 33-39. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведено аналіз чисельних даних, отриманих у результаті порівняльних експериментальних досліджень динамічної навантаженості ходової системи машинотракторних агрегатів оснащених пневматичною та серійною системами підресорювання.

Ключові слова: машинотракторний агрегат, ходова система, динамічні навантаження.

Comparative studies dynamic loads sought-after system wheel tractor with pneumatic and serial suspension system / A. G. Mamontov // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 33-39. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-6840.

The organized analysis numerical data, got as a result of comparative experimental studies dynamic loads sought-after system tractor unit equipped pneumatic and serial suspension system.

The keywords: tractor unit, sought-after system, dynamic loads.

УДК 629.113

В. П. САХНО, д-р техн. наук, проф., зав. кафедри «Автомобілі» НТУ, Київ;

В. М. ПОЛЯКОВ, канд. техн. наук, проф. НТУ, Київ;

В. М. ГЛІНЧУК, канд. техн. наук, доц. НУВГП, Рівне;

В. М. БОСЕНКО, асистент, НТУ, Київ

ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ СТІЙКОСТІ ТРИЛАНКОВИХ АВТОПОЇЗДІВ У НЕУСТАЛЕНИХ РЕЖИМАХ РУХУ

Проведена порівняльна оцінка показників стійкості руху триланкових автопоїздів різних компоновальних схем у неусталених режимах руху. Пропонується розглядати питання стійкості триланкових автопоїздів у неусталених режимах руху на прикладі автопоїзда типу «B-Duble». Зроблено висновок про те, що на неусталених режимах руху триланковий автопоїзд типу „B-Duble” має кращі показники стійкості у порівнянні з автопоїздами інших компоновальних схем – з напівприцепом на підкатному візку „Dolly”, сидельно-причіпним і причіпним з двома причепами.

Ключові слова: автопоїзд, напівпричіп, причіп, стійкість, маневр, кут відведення, прискорення, швидкість

Вступ. В умовах зростаючих щільностей транспортних потоків, збільшення кількості великовантажних і великогабаритних автомобілів і автопоїздів на дорогах країни можливість подальшого підвищення продуктивності автотransпортних засобів за рахунок росту середніх швидкостей руху істотно обмежена вимогами забезпечення безпеки. В зв'язку з цим перспективним є використання автопоїздів великої вантажопідйомності в складі сидельних тягачів, причепів і напівприцепів, зокрема триланкових, спроможних перевозити різноманітні вантажі як у міському, так і міжнародному сполученнях. Тому актуальною на сьогодні є проблема створення нових сучасних, більш надійних і довговічних причепів і напівприцепів та їх систем керування, які найбільш повно б задовольняли вимогам до автопоїздів, що рухаються як в загальному транспортному потоці, так і в специфічних дорожніх умовах. Експлуатаційні чинники, що мають місце при криволінійному русі автопоїзда в реальних дорожніх умовах, загострюють задачу вибору закону керування колесами напівпричепа і забезпечення стійкості руху автопоїзда, зокрема у неусталених режимах руху.

Аналіз основних досягнень і літератури. У роботах [1-7] розглянуто маневреність та стійкість руху автопоїздів, які сформовано за модульним принципом: автопоїзд представлено у вигляді трьох модулів – автомобіля-тягача і двох причіпних ланок. У свою чергу, автомобіль-тягач представлено або у вигляді одного модуля – кістяка з передніми керованими колесами, або у вигляді двох кінематично незалежних елементів – кістяка з двома (однією) задніми осями і керуючого колісного модуля. Причіпні ланки також представлена у вигляді або одного модуля – кістяка з поворотними колесами (осями) за прямого приводу управління на них, або із двох кінематично незалежних елементів – платформи і возика, із яких кожна несуча система напівпричепа (або причепа) спирається на свій возик, причому між ними існує шарнірний зв'язок, а керованими є колеса або осі напівпричепа і причепа за подвійного приводу управління до них. Таким чином, враховуючи те, що відмінності у конструкціях триланкових автопоїздів у більшості випадків визначаються відмінностями у конструкції причіпних ланок (конструкція автомобілів-тягачів залишається практично незмінною) то при розробці математичної моделі обрано в якості базової схеми автопоїзда типу «B-Duble».

Метою роботи є порівняльна оцінка показників стійкості руху триланкових автопоїздів різних компоновальних схем у неусталених режимах руху.

Матеріали досліджень. Складання диференціальних рівнянь руху для автопоїзда типу «B-Duble» виконано за таких вихідних даних. Автомобіль-тягач представлено у вигляді одного модуля - кістяка з передніми керованими колесами, кути повороту яких θ_1 і θ'_1 (причому $\theta_1 > \theta'_1$). Дві задні осі тягача неповоротні і розташовані позаду центра мас тягача.

Обидва напівпричепи складаються із двох кінематично незалежних елементів – платформи і возика з усіма керованими осями за подвійного приводу управління до них. Кути повороту осей позначені через θ_{11} - для першого напівпричепи і θ_{12} - для другого напівпричепи.

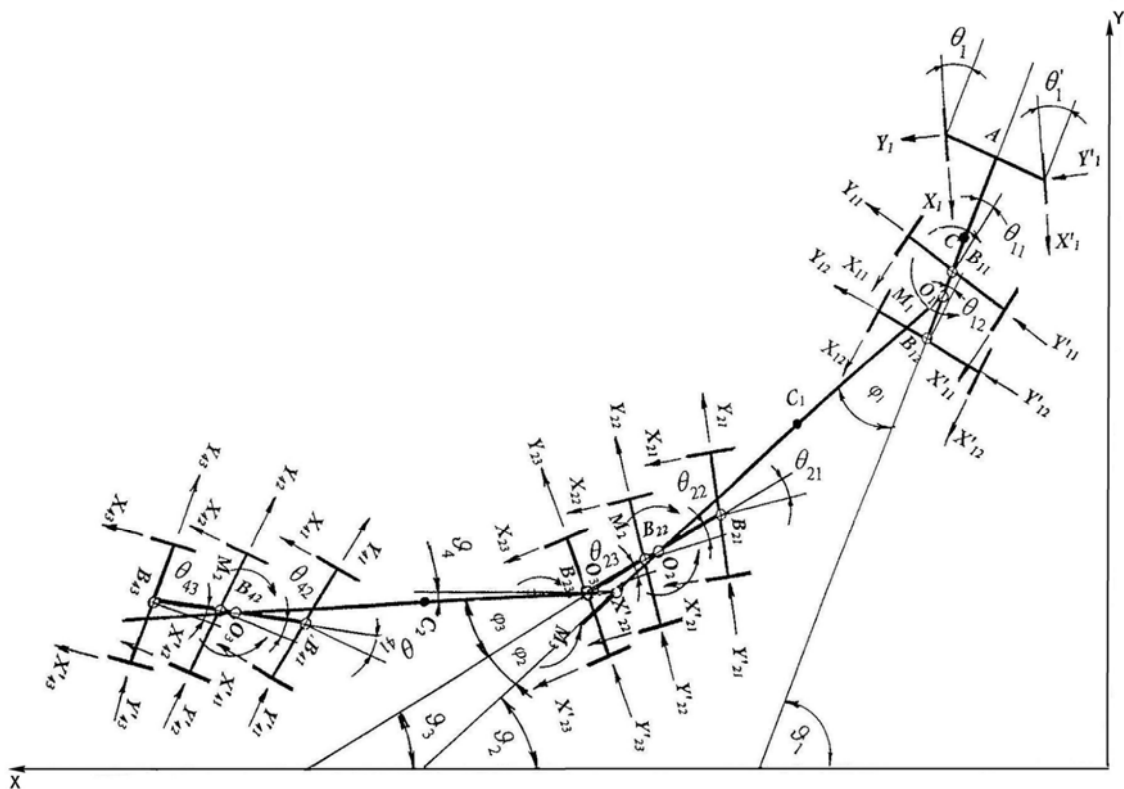


Рисунок 1 – Розрахункова схема автопоїзда типу «B-Duble»

Для такого автопоїзда у роботі [3] отримана система рівнянь, що описує рух автопоїзда у загальному випадку, проте її інтегрування за нелінійності бічних сил викликає певні труднощі навіть із застосуванням сучасної обчислювальної техніки.

За лінійності сил бічного відведення Y_{ij} у функції кута відведення δ_{ij} отримано:

$$Y_{ij} = k_{ij} \delta_{ij}; \quad \delta_{1i} = \theta_1 - \frac{U + a\omega}{V}; \quad \delta_{1i} = -\frac{U}{V} + \frac{\omega}{V} b_{1i}; \quad (i=1,2)$$

$$\delta_{21} = -\theta_{21} - \frac{U}{V} + \frac{\omega}{V} (c + l_1 + d_2 + b_{2f}) - \varphi_1 - \varphi_2;$$

$$\begin{aligned}\delta_{2j} &= -\theta_{2j} - \frac{U}{V} + \frac{\omega}{V}(c + l_1 + d_2 + b_{2j}) - \varphi_1 - \varphi_2; \\ \delta_{4\rho} &= -\frac{U}{V} + \frac{\omega}{V}(c + l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho}) - \varphi_1 - \varphi_3 - \varphi_4 \quad (j=1,2) \quad (\rho=1,3)\end{aligned}\quad (1)$$

З урахуванням виразів, що визначають бічні сили і кути відведення осей автопоїзда, вихідна система рівнянь записана у вигляді:

$$\left\{ \begin{aligned} (m + m_1 + m_2 + m_3 + m_4)\omega V &= k_1\theta_1 - k_{21}\theta_{21} - \frac{U}{V}(k_1 + \sum_{i=1}^2 k_{1i} + \sum_{\rho=1}^3 - \frac{\omega}{V}[k_1a - \sum_{i=1}^2 k_{1i}b_{1i} - \\ &- \sum_{j=1}^3 k_{2j}(c + l_1 + d_2 + b_{2j}) - \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}(c + l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho})] - \varphi_1(\sum_{j=1}^3 k_{2j} + \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}) - \\ &- \varphi_2 \sum_{j=1}^3 k_{2j} - (\varphi_3 + \varphi_4) \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}; \\ - c(m + m_1 + m_2 + m_3 + m_4)\omega V &= ck_{21}\theta_{21} - \frac{U}{V}(k_1a - \sum_{i=1}^2 k_{1i}b_{1i} - \\ &- c(\sum_{j=1}^3 k_{2j} + \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}) - \frac{\omega}{V}[k_1a^2 + \sum_{i=1}^2 k_{1i}b_{1i}^2 + c \sum_{j=1}^3 k_{2j}(c + l_1 + d_2 + b_{2j}) + c \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}(c + \\ &+ l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho}) + \varphi_1[c(\sum_{j=1}^3 k_{2j} + \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}) + q_1] + c[\varphi_2 \sum_{j=1}^3 k_{2j} + (\varphi_3 + \varphi_4) \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}]; \\ m_1d_1 + m_2l_1 + (m_3 + m_4)l_2] \omega V &= -l_1k_{21}\theta_{21} - \frac{U}{V}(l_1 \sum_{j=1}^3 k_{2j} + l_2 \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}) + \\ &\frac{\omega}{V}[l_1 \sum_{j=1}^3 k_{2j}(c + l_1 + d_2 + b_{2j}) - l_2 \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}(c + l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho}) - \varphi_1[l_1(\sum_{j=1}^3 k_{2j} + \\ &l_2 - l_2 \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}(c + l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho}) - \varphi_1[l_1(\sum_{j=1}^3 k_{2j} + l_2 \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}) - q_1] - \\ &\varphi_2(l_1 \sum_{j=1}^3 k_{2j} + q_2) - \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}l_2\varphi_4 + \varphi_3(l_2 \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho} - q_1)]; \\ m_2d_2 \omega V &= -\frac{U}{V} \sum_{j=1}^3 k_{2j}(d_2 + b_{2j}) + \frac{\omega}{V}[\sum_{j=1}^3 k_{2j}(d_2 + b_{2j})(c + l_1 + d_2 + b_{2j}) - \\ &- \varphi_1l_1 \sum_{j=1}^3 k_{2j} - \varphi_2(l_1 \sum_{j=1}^3 k_{2j} - q_2)]; \\ (m_3d_4 + m_4l_3) \omega V &= -\frac{U}{V}l_3 \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho} + \frac{\omega}{V}l_3 \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}(c + l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho}) - \varphi_1l_3 \sum_{j=1}^3 k_{4\rho} - \\ &- \varphi_3(l_3 \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho} - q_1) - \varphi_4(l_3 \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho} + q_4); \\ m_4d_4 \omega V &= -\frac{U}{V} \sum_{j=1}^3 k_{4\rho}(d_4 + b_{4\rho}) + \frac{\omega}{V}[\sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}(d_4 + b_{4\rho})(c + l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho}) - \\ &- (\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4) \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}(d_4 + b_{4\rho}) - \varphi_4q_2. \end{aligned} \right. \quad (2)$$

У рівняннях (1-2) прийняті такі позначення:

v , u , ω - поздовжня, бічна і кутова швидкість центру мас автомобіля-тягача;

φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 – відповідно кути складання тягача і першого напівпричепа (причепа), першого напівпричепа (причепа) і його возика (поворотної осі), першого і другого напівпричепа (причепа), другого напівпричепа і його возика;

q_1 , q_2 , q_3 , q_4 – моменти опору повороту напівпричепа відносно тягача, напівпричепа (причепа) щодо напівпричепа, першого возика відносно напівпричепа (причепа), другого возика відносно напівпричепа, віднесені до мас, що припадають на окремі ланки автопоїзда;

k_{ij} – коефіцієнт опору відведення і-ого колеса j-ої осі автопоїзда;

a , b , c , l , l_1 , d_2 , b_{2j} , b_{4p} - геометричні параметри автопоїзда;

m , m_1 , m_2 , m_3 , m_4 – відповідно маса автомобіля-тягача, першого напівпричепа і його возика, другого напівпричепа і його возика.

Результати досліджень. Інтегрування системи рівнянь (2) виконано для автопоїздів у складі автомобіля-тягача Scania, напівпричепів Krone SD-27 і причепів Krone AZ-18, Krone-ZZ18 за таких вихідних даних: $m:=24000$; $m_1:=15600$; $m_2:=2400$; $m_3:=15600$; $m_4:=2400$; $k_1:=160000$; $k_{1i}:=220000$; $k_{2j}:=220000$; $k_{4p}:=240000$; $q_1:=2600$; $q_2:=1800$; $q_3:=1800$; $q_4:=1800$; $v:=5.0$; $\phi_{10}=0.$; $\theta_{0}=0.37$; $u_1:=1.23$; $u_2:=1.31$

На рис. 2 наведені траєкторії руху окремих ланок триланкових автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа або причепа при виконанні маневру ISO. Характерною особливістю такого маневру є те, що автопоїзд типу «B-Duble» з керованим другим напівпричепом виконує цей маневр з більшою швидкістю (рис. 2,а) у порівнянні з сидельно-причіпним автопоїздом (рис. 2,б) і причіпним автопоїздом (рис. 2,в).

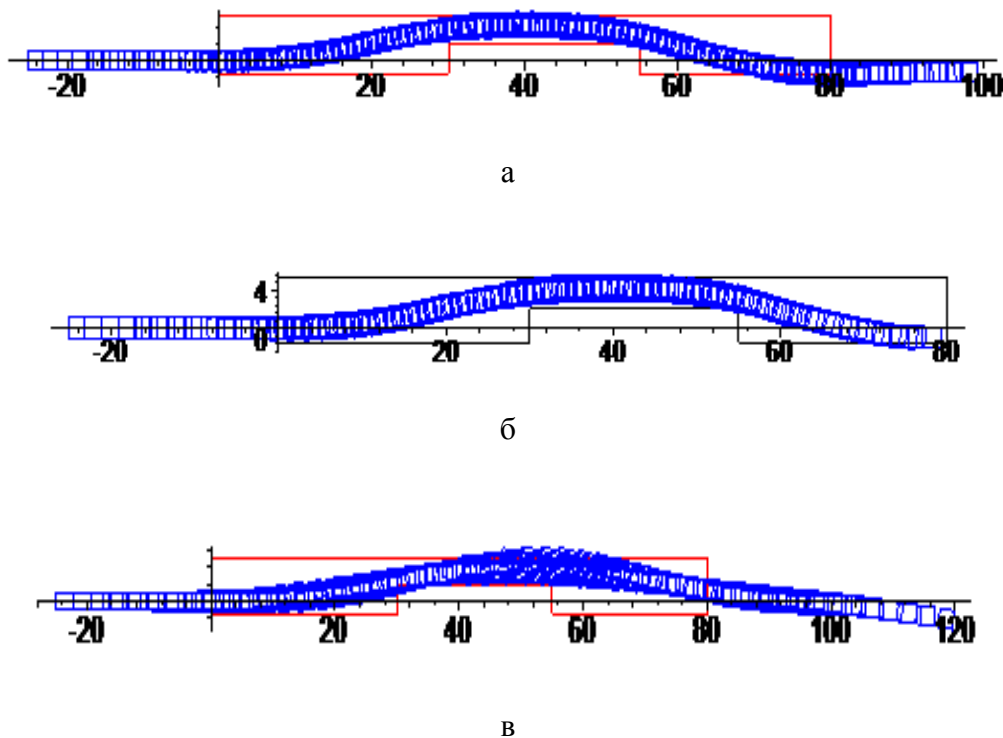


Рисунок 2 – Траєкторії руху триланкових автопоїздів при виконанні маневру ISO

Різні напрямки повороту керованих коліс автомобіля-тягача і керованої осі напівпричепа мають місце при вході автопоїзда в поворот, рис. 3,а. Це, поряд з кутами відведення коліс другої і третьої осі автомобіля-тягача (рис. 3,б), що направлені в одну сторону, забезпечує необхідні показники стійкості автопоїзду на вході в поворот, незважаючи на різні напрямки кутів відведення коліс першої і третьої осі як керованого, так і некерованого напівпричепів (рис. 4).

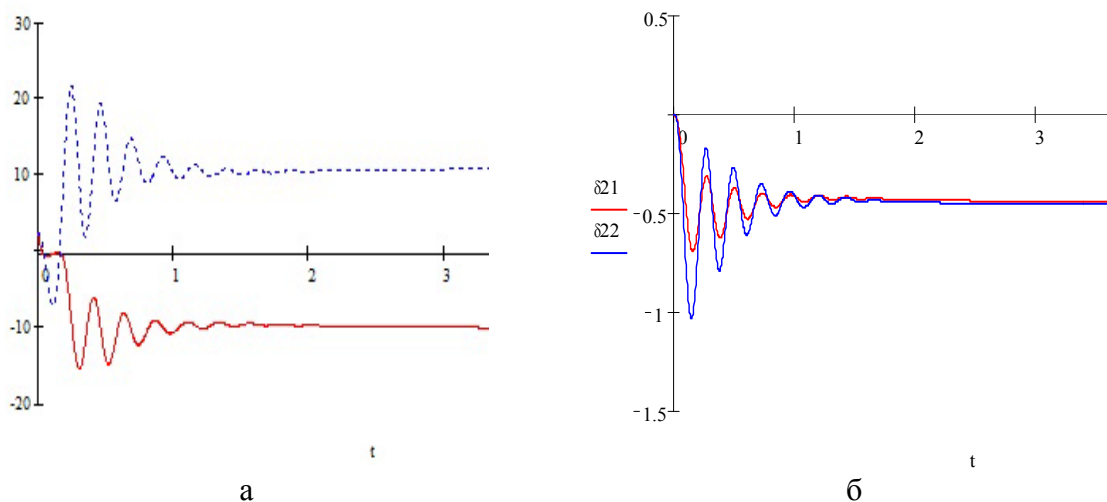


Рисунок 3 – Зміна кутів повороту керованих коліс тягача і поворотної осі напівпричепа а і кутів відведення коліс другої і третьої осі автомобіля-тягача б на вході в поворот

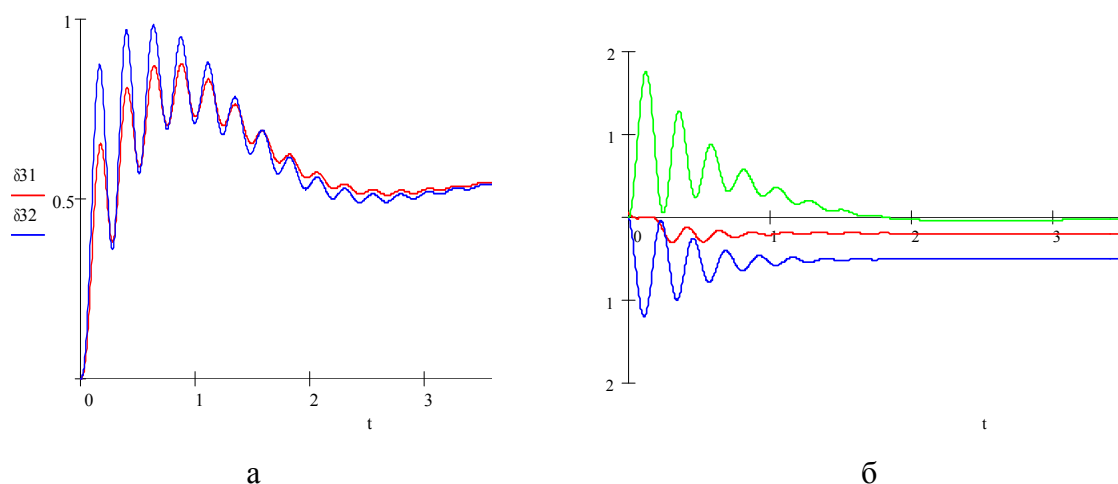


Рисунок 4 – Зміна кутів відведення коліс осей підкатного візка а і напівпричепа б

Про стійкий характер руху при вході автопоїздів в поворот $R=35$ м за швидкості 10 м/с свідчить загасаючий характер коливань кутової і бічної швидкості візка напівпричепа і причепа (рис. 5). Проте слід відзначити, що при збільшенні швидкості

руху збільшується розмах коливань напівпричепа на підкатному візку і причепа, що може призвести до порушення стійкості руху автопоїзда.

Порівняльну оцінку триланкових автопоїздів різних компоновальних схем доцільно провести за величиною коефіцієнта посилення бічного прискорення.

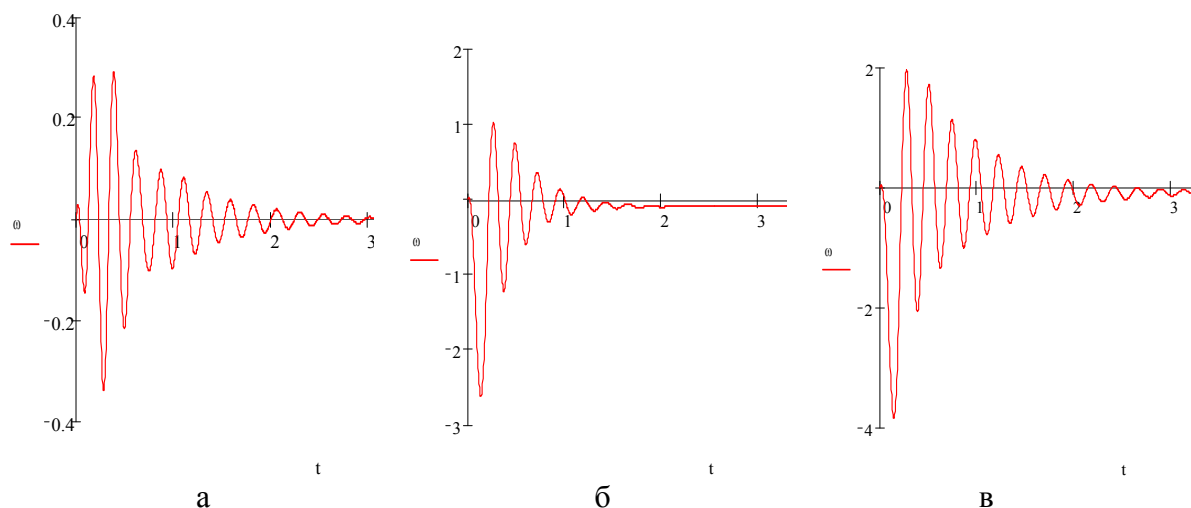


Рисунок 5 – Зміна кутової швидкості (с^{-1}) підкатного візка а, напівпричепа б і причепа в у часі перехідного процесу t , с

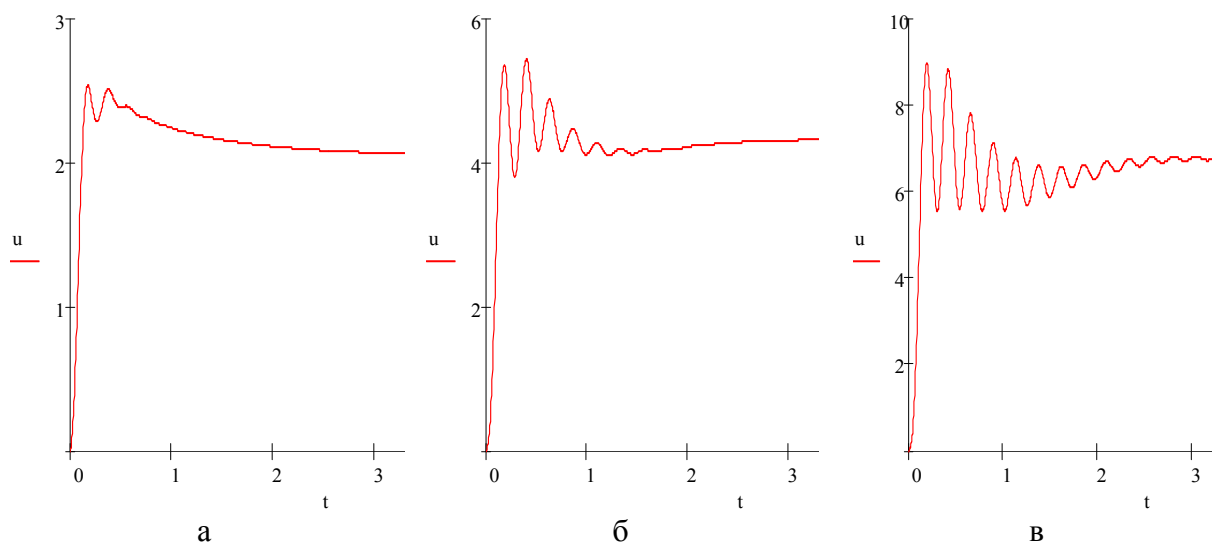


Рисунок 6 – Зміна бічної швидкості (м/с) підкатного візка а, напівпричепа б і причепа в у часі перехідного процесу t , с

За даними проведених розрахунків коефіцієнт посилення бічного прискорення останньої ланки склав: для автопоїзда типу „B-Double” 1,2; для автопоїзда з напівпричепом на підкатному візку „Dolly” - 1,31; для сидельно-причіпного автопоїзда - 1,42 і для причіпного автопоїзда з двома причепами - 1.64.

Висновки. Встановлено, що на неусталених режимах руху триланковий автопоїзд типу „B-Double” має кращі показники стійкості у порівнянні з автопоїздами з напівприцепом на підкатному візку „Dolly”, сідельно-причіпним і причіпним з двома причепами.

Список літератури: 1. Трехзвенные автопоезда / Я.Е.Фаробин, А.М. Якобашвили, А.М. Иванов и др. Под общ. ред. Я.Е. Фаробина – Машиностроение, 1993. –224 с. 2. Сахно В.П. Покращання показників стійкості триланкових автопоїздів / В.П.Сахно, І.Ф. Вороніна, А.Є. Бондаренко, В.М. Глінчук // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1. –К.: НТУ, 2006. –Випуск 13. –С.35-41. 3. Сахно В.П. Рівняння руху моделі чотириланкового причіпного автопоїзда / В.П. Сахно, В.Г. Вербицький, А.Є. Бондаренко, О.А. Енглезі // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. –2007. –Випуск 10. –С.117-120. 4. Сахно В.П. Стійкість триланкового сідельно-причіпного автопоїзда з керованим напівприцепом у криволінійному русі / В.П. Сахно, В.Г. Вербицький, О.А. Енглезі, А.Є. Бондаренко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. –Науковий журнал. –2008. –Випуск №7(125). –Частина 2. –С.10-13. 5. Сахно В.П. До визначення показників стійкості руху триланкового автопоїзда з напівприцепом на підкатному візку / В.П.Сахно, В.Г.Вербицький, О.А.Енглезі, А.Є.Бондаренко // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. –2008. –Випуск 11. –С.140-146. 6. Сахно В.П. До визначення показників стійкості руху триланкового автопоїзда з напівприцепом на підкатному візку / В.П. Сахно, В.Г. Вербицький, О.А. Енглезі, А.Є. Бондаренко //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. –2008. –Випуск 11. –С.140-146. 7. Сахно В.П. До застосування подвійного приводу управління поворотними осями напівпричепа триланкового автопоїзда / В.П. Сахно, В.М. Глінчук, О.А. Енглезі, В.П. Онищук // Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. Вип.6. –К.: НТУ. –2008. –С. 106-114.

Надійшла до редколегії 03.03.2014

УДК 629.113

Порівняльна оцінка показників стійкості триланкових автопоїздів у неусталених режимах руху / В. П. Сахно, В. М. Поляков, В. М. Глінчук, В. М. Босенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 40-46. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-6840.

Предлагается рассматривать вопросы устойчивости трехзвенных автопоездов в неустановившихся режимах движения на примере автопоезда типа «B-Duble». Сделан вывод о том, что на неустановившихся режимах движения трехзвенный автопоезд типа „B-Double” обладает лучшими показателями устойчивости в сравнении с автопоездами других компоновочных схем – с полуприцепом на подкатной тележке „Dolly”, с седельно-прицепным и прицепным с двумя прицепами.

Ключевые слова: автопоезд, полуприцеп, прицеп, устойчивость, маневр, угол увода, ускорение, скорость,

Comparative estimation of the factors to stability for trimeric road-trains in unstable state of movement / V. P. Sakhno, V. M. Poljakov, V. N. Glinchuk, V. N. Bosenko // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 40-46. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-6840.

There have been suggested to consider the matters of stability for trimeric road-trains in unstable state of movement by the example of trimeric road-train “B-Duble” type. Have been drawn a conclusion that the trimeric road-train “B-Duble” type provide with best indicators of stability in unstable state of movement in comparison with road-trains – with semitrailer on movable truck “Dolly”, with saddle-trailed and trailed with two trailers.

Key words: road-train, semitrailer, trailer, equations, stability, manoeuvre, slip angle, speedup, speed.

УДК 629.113

Ю. Ф. ГУТАРЕВИЧ, д-р. техн. наук, проф., НТУ, Київ;
В. В. СЛАВІН, викладач ХНУ, Хмельницький

ВПЛИВ ТИПУ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ СИСТЕМИ НЕЙТРАЛІЗАЦІЇ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ

Визначено ефективність нейтралізації шкідливих речовин, зокрема відновлення NO_x , трикомпонентним каталітичним нейтралізатором при встановленні різних систем живлення. Проведені дослідження автомобіля і двигуна щодо визначення впливу карбюраторної системи живлення та системи впорскування бензину із зворотнім зв'язком на ефективність трикомпонентного каталітичного нейтралізатора відпрацьованих газів. В результаті проведених досліджень визначено, що максимальна ефективність нейтралізатора, що визначається складом суміші, забезпечується системою впорскування бензину із зворотнім зв'язком.

Ключові слова: легкові автомобілі, система живлення, зворотній зв'язок, каталітичні нейтралізатори, шкідливі речовини, екологічні норми, дослідження.

Вступ. Легкові автомобілі складають основну частину автопарку нашої країни, що підтверджують дані статистичних досліджень [1], за якими загальна кількість автотранспорту в 2011 р. склала 9313 тис. од., з яких категорії М1 - 74,1%. До того ж переважна частина легкових автомобілів знаходиться в експлуатації з карбюраторними двигунами. Оцінити загальну кількість автомобілів з карбюраторними системами живлення, які є в експлуатації, сьогодні важко через те, що нині зупинено проведення періодичних заходів, спрямованих на перевірку відповідності транспортних засобів технічним нормам заводу-виробника, у ході яких створювалась база автомобілів із зазначенням типу встановленого двигуна. Дізнатися про кількість автомобілів з такими системами можна охарактеризувавши експертні дані у роботі [2], які свідчать про те, що станом на кінець 2010 р. парк автомобілів категорії М1 загальною кількістю 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, значна кількість автомобілів екологічного рівня «Євро-0» експлуатуються з карбюраторними системами живлення, тоді як екологічні норми «Євро-1» підтримують автомобілі з окислювальними нейтралізаторами відпрацьованих газів. Основним представником автомобілів з карбюраторними системами живлення, які експлуатуються на території України є модельний ряд марки ВАЗ. Згідно даних в роботі [3] в м. Києві автомобілі з карбюраторними системами живлення складають 55,8 % (291172 тис. од.) вітчизняного виробництва та країн СНД, частка автомобілів марки ВАЗ 2101, 02, 011, 03-07 складає 41 % (121609 тис. од.).

Нині незважаючи на значний термін експлуатації автомобілів з карбюраторними двигунами вони продовжують виконувати транспортну роботу, через низку об'єктивних обставин, таких як ціна на всю номенклатуру запасних частин, низьку трудомісткість робіт з технічного обслуговування, високу ремонтпридатність тощо.

Як відомо, відпрацьовані гази карбюраторних двигунів є більш токсичні ніж двигунів з сучасними системами впорскування бензину і нейтралізації відпрацьованих газів.

Відповідно до Закону України “Про деякі питання ввезення на митну територію України транспортних засобів” від 06.07.2005 р. № 2739-IV в Україні було введено

© Ю. Ф. Гутаревич, В. В. Славін, 2014

екологічні норми рівня «Євро-2». Підтримання цих норм карбюраторними двигунами, заводи-виробники забезпечили шляхом заміни карбюратора системою впорскування бензину і встановленням у випускній системі двигуна трикомпонентного каталітичного нейтралізатора відпрацьованих газів, що разом із зворотнім зв'язком по складу відпрацьованих газів представляють систему нейтралізації.

Аналіз основних досліджень і літератури. Одним із напрямів поліпшення екологічних показників автомобілів з карбюраторними двигунами в умовах експлуатації, є установка в системі випуску двигуна каталітичного нейтралізатора відпрацьованих газів. Досвід з встановлення каталітичних нейтралізаторів відпрацьованих газів на автомобілі розпочатий в США з 1975 р., де був виданий нормативний акт, який забороняє експлуатацію автомобілів без каталітичних нейтралізаторів [4]. Такі пристрої нейтралізують у відпрацьованих газах шкідливі речовини більш ніж на 90 %, що посприяло значному скороченню викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище. Наприклад, за період 1970-2004 р. р. токсичність відпрацьованих газів американських автомобілів з бензиновими двигунами по монооксиду вуглецю CO зменшилася практично в 20 разів, по незгорівших вуглеводнях C_mH_n і оксидах азоту NO_x – більш ніж в 30 і 15 разів відповідно [5].

В Західній Європі до введення «Євро-1» середній європейський автомобіль з чотирициліндровим двигуном потужністю 75 кВт (100 к.с.) при щоденному пробігу 100 км викидав в атмосферу за рік 300 кг (8,2 г/км) CO, 20 кг (0,548 г/км) C_mH_n і 40 кг (1,09 г/км) NO_x , тобто 360 кг шкідливих для людини і навколишнього середовища речовин. Норми «Євро-1», які передбачають встановлення окислювальних нейтралізаторів, забезпечили зниження викидів по CO до 2,75 г/км, C_mH_n – до 0,3 г/км, NO_x – 0,62 г/км, що для середнього міського автомобіля з бензиновим двигуном складає відповідно 0,996, 0,105 і 0,226 т в рік.

Взаємозв'язок між автомобілебудівною промисловістю та науково-технічним прогресом не тільки забезпечує ефективний соціально-економічний розвиток суспільства, а й завдає шкоди йому токсичними речовинами відпрацьованих газів.

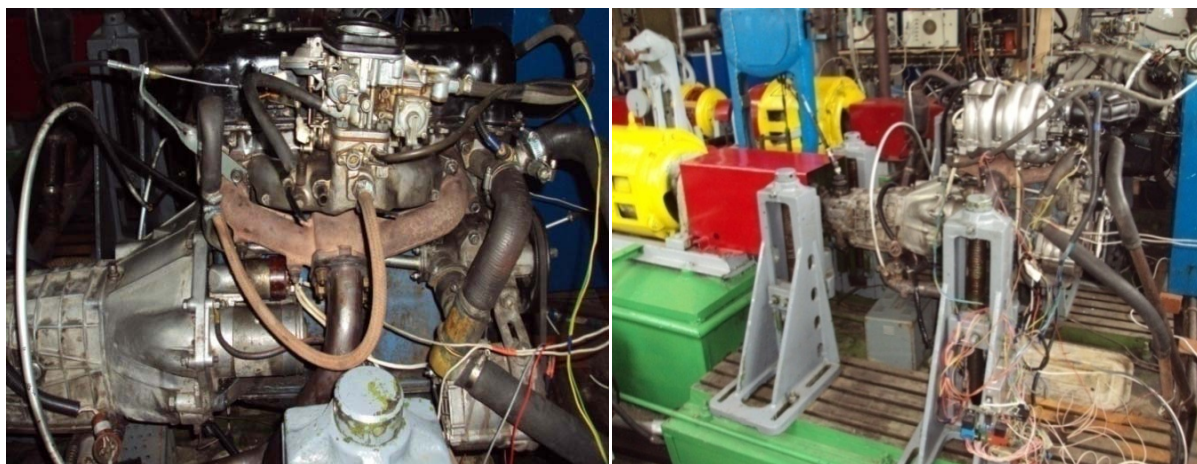
В зв'язку з цим, ріст автопарку, форсування двигунів є однією з умов введення обмежень щодо рівня викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами автомобілів, які приводяться до визначених екологічних показників, і зобов'язані підтримувати автомобілі протягом усієї експлуатації. Посилення екологічних норм до автотранспорту, коли особливої уваги привернула проблема знешкодження більш токсичних оксидів азоту посприяли появі трикомпонентних каталітичних нейтралізаторів. З 1993 р. їх масово розпочали встановлювати на всі європейські автомобілі з системою впорскування бензину, що забезпечило виконання норм рівня «Євро-2».

Якщо раніше у двокомпонентних (окислювальних) нейтралізаторах в якості каталізаторів використовували платину та паладій, які забезпечують окислення CO в CO_2 , а C_mH_n у CO_2 і H_2O , то трикомпонентний каталітичний нейтралізатор містить родій, що забезпечує відновлення NO_x в молекулярний азот N_2 [6]. Ефективність роботи трикомпонентного каталітичного нейтралізатора в межах 90-95 % досягається за умови підтримання стехіометричного складу суміші ($\alpha=1$), що забезпечується системою впорскування бензину з зворотнім зв'язком.

Мета дослідження. Так як досвід використання двокомпонентних каталітичних нейтралізаторів на карбюраторних двигунах показав ефективну нейтралізацію CO і C_mH_n , доцільним є визначення ефективності нейтралізації шкідливих речовин, зокрема

відновлення NO_x , трикомпонентним каталітичним нейтралізатором при встановленні різних систем живлення.

Матеріали досліджень. В лабораторії «Випробування двигунів» кафедри «Двигуни і теплотехніка» Національного транспортного університету проводяться дослідження впливу системи впорскування бензину із зворотнім зв'язком і нейтралізацією відпрацьованих газів на показники двигуна та автомобіля, які знаходяться в експлуатації з карбюраторною системою живлення (рис. 1).



стендові випробування бензинового двигуна 4C7,6/6,6 з різними системами живлення



а

б

моторний відсік автомобіля ВАЗ-21051

Рисунок 1 – Автомобіль ВАЗ-21051 із штатним двигуном 4C7,6/6,6 під час здійснення порівняльних досліджень з різними системами живлення: а) двигун з карбюраторною системою; б) двигун з системою впорскування бензину

Для заміни карбюраторних систем живлення бензинових двигунів в умовах експлуатації пропонується використовувати сучасну електронну розподілену систему впорскування бензину типу LH-Motronic із зворотнім зв'язком та системами нейтралізації відпрацьованих газів і вловлювання випарів бензину. З метою забезпечення виконання екологічних норм рівня «Євро-2» та ДСТУ 4477-2004 «Норми і

методи вимірювання вмісту оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах автомобілів з двигунами, що працюють на бензині або газовому паливі», в системі випуску відпрацьованих газів двигуна встановлюється трикомпонентний каталітичний нейтралізатор моделі 2110-1206010-13 типу 2110-2112, «Атекс», м. Тольятті, Росія (табл. 1).

Таблиця 1 – Технічна характеристика трикомпонентного каталітичного нейтралізатора

Параметр	Значення
Робочий об'єм нейтралізатора, л	1,6
Габаритні розміри, мм	370×125
Маса нейтралізатора, кг	3,6
Кількість дорожніх металів, кг/м ³	1,428
Газодинамічний опір нейтралізатора при витраті повітря 100 і 250 м ³ /год., мм.вод.ст.	не перевищує 70 і 270
Співвідношення металів платина (Pt) і (Rh)	5:1
Температура досягнення 50 % ефективності по перетворенню викидів C_mH_n	не більше 285°C
Ефективність зниження концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах, % по CO	98
по C_mH_n	98
по NO_x	95
Гарантійний термін служби в складі автомобіля, тис. км пробігу	80

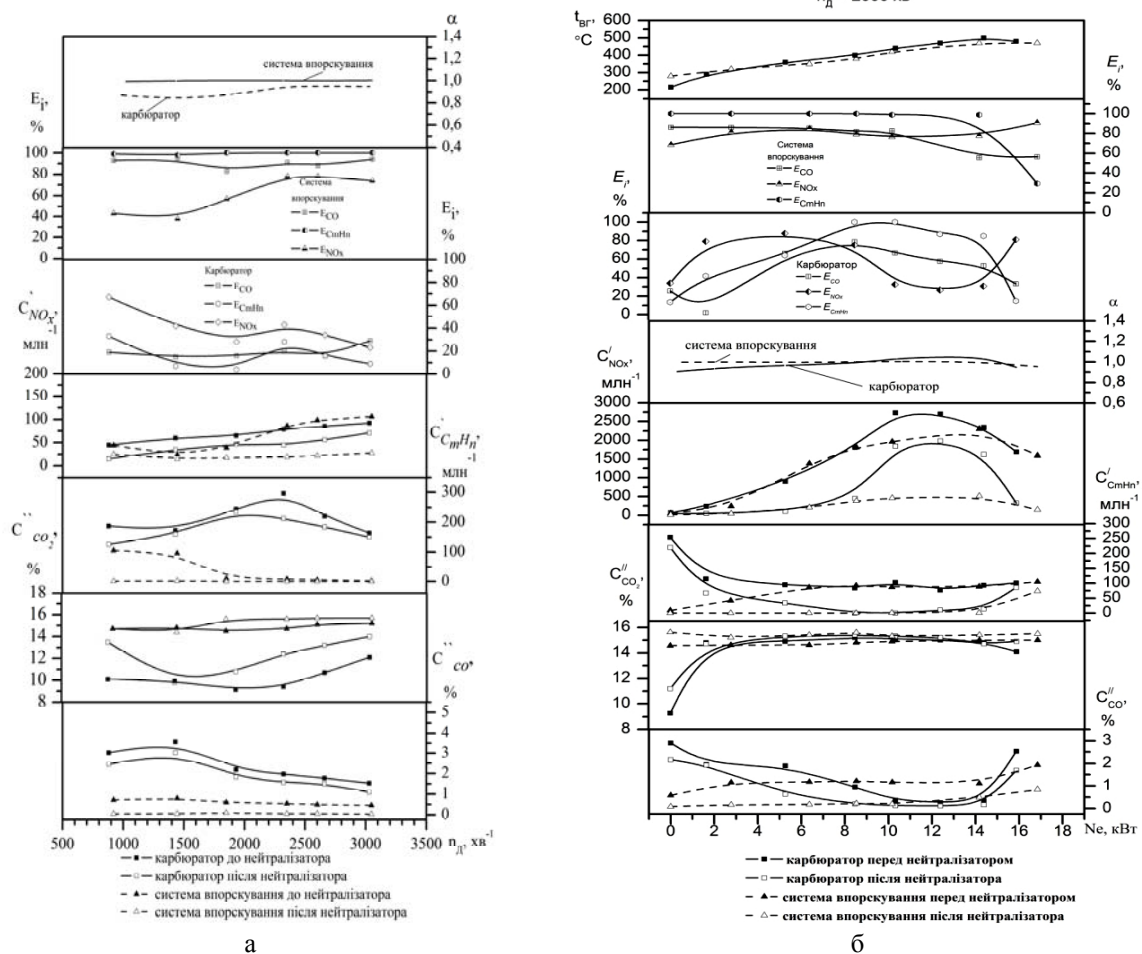


Рисунок 2 – Характеристики двигуна 4C7,6/6,6 з різним типом системи живлення: а характеристики холостого ходу; б навантажувальні характеристики

Результати досліджень. Згідно програми стендових досліджень двигуна з штатною карбюраторною системою живлення і при заміні її на електронну розподілену систему впорскування бензину із зворотнім зв'язком отримано швидкісні та навантажувальні характеристики, в режимах, які використовуються в експлуатації для визначення ефективності нейтралізації (E_i) трикомпонентного каталітичного нейтралізатора з цими системами (рис. 2).

Як видно з характеристики холостого ходу (рис. 2 а) заміна карбюратора системою впорскування бензину із зворотнім зв'язком забезпечує стехіометричний склад суміші ($\alpha \approx 1$) в усіх заданих режимах характеристики. Робота двигуна при такому складі суміші забезпечує ефективну нейтралізацію CO, C_mH_n у межах 88...100 % в усьому швидкісному режимі. Ефективність нейтралізації NO_x при частотах обертання 2350...3050 $хв^{-1}$ знаходиться в межах 73...78 %, і лише при низьких частотах ефективність нейтралізації NO_x знижується до 43,2 %, що пояснюється зниженням температури відпрацьованих газів ($t_{г2}$), які надходять в трикомпонентний каталітичний нейтралізатор. Двигун з штатним карбюратором змінює склад суміш в залежності від характеристик дозуючого пристрою систем, які безпосередньо визначаються швидкісним режимом двигуна (рис. 2 а). Через це ефективність нейтралізації шкідливих речовин при карбюраторній системі по всім складовим значно нижча (CO, C_mH_n у межах 20...30 %) за винятком нейтралізації NO_x за низьких частот обертання (68 %), що можна пояснити більш високими температурами відпрацьованих газів ($t_{г2}$) перед нейтралізатором [7].

Для прикладу на рис. 2 б представлена навантажувальна характеристика двигуна (при частоті обертання колінчастого вала двигуна 2000 $хв^{-1}$) за роботи з різним типом системи живлення [7-8]. Різна зміна складу суміші з тією чи іншою системою відображатиметься на концентраціях шкідливих речовин на виході з трикомпонентного каталітичного нейтралізатора. В режимах холостого хода ефективність нейтралізації CO і C_mH_n , знаходиться в межах 86...100 % для системи впорскування, а з карбюратором відповідно 13...25 %. В навантажувальних режимах до збагачення паливо-повітряної суміші, нейтралізація CO і C_mH_n при використанні системи впорскування становить 79...100 %, з карбюраторною системою відповідно 45...78 %. При повному навантаженні відбувається збагачення суміші ($\alpha=0,95-0,94$), коефіцієнт E_i 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 відпрацьованих газів ($t_{г2}$). До того ж робота двигуна з карбюраторною системою забезпечує меншу ефективність нейтралізації NO_x (34...81%), що пояснюється відхиленням складу суміші від стехіометричного.

Наступні дослідження автомобіля проводились на модельюючому роликовому стенді, де керуючись положеннями Правил ЄЕК ООН №83 виконувався рух автомобіля за режимами Європейського міського циклу для перевірки відповідності його обладнання системами впорскування та нейтралізації відпрацьованих газів екологічним нормам «Євро-2». Після цього міський цикл повторювався без системи нейтралізації відпрацьованих газів. Результати проведених досліджень автомобіля з системою впорскування на модельюючому роликовому стенді наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Екологічні показники автомобіля з різними системами живлення та нейтралізатором, визначені за пробігу Європейського міського циклу (г/км)

Показник	Система впорскування/ Стендові дослідження			Карбюраторна система/ Розрахункові дослідження	
	без нейтралізатора	з нейтралізатором	Євро-2	без нейтралізатора	з нейтралізатором
G_{CO}	5,882	1,08	2,2	19,333	8,94
$G_{C_mH_n}$	1,549	0,21	$\Sigma 0,5$	1,11	0,27
G_{NO_x}	1,281	0,17		0,97	0,49
G_{CO_2}	186,532	211,52		185,957	213

У цій же таблиці наведені розрахункові дані, отримані на математичній моделі руху автомобіля в міському циклі з штатною карбюраторною системою живлення і трикомпонентним каталітичним нейтралізатором.

З наведених даних видно, що масові викиди шкідливих речовин найменші з системою впорскування. Встановлення трикомпонентного каталітичного нейтралізатора на двигун з системою впорскування бензину з зворотнім зв'язком зменшує масові викиди CO в 5,5 рази, C_mH_n і NO_x в 7,4 та 7,5 разів відповідно, при цьому підтримуються екологічні норми «Євро-2». Значний вміст CO_2 після нейтралізатора свідчить про ефективний перебіг реакцій окислення основних шкідливих речовин з утворенням нетоксичних речовин.

Розрахункові дослідження на математичній моделі показали, що встановлення трикомпонентного каталітичного нейтралізатора відпрацьованих газів на автомобіль з карбюраторною системою не забезпечить ефективної нейтралізації шкідливих речовин на тому рівні, яка одержана за обладнання двигуна системою впорскування бензину. Проте використання нейтралізатора на двигуні з карбюраторною системою має ефект, який спостерігається у зниженні питомих викидів CO в 2,2 рази, C_mH_n і NO_x в 4 і 2 рази відповідно. З іншого боку, наявний результат не може гарантувати ефективної нейтралізації цих шкідливих речовин під час експлуатації автомобіля через неоднаковий склад суміші, яку готує карбюратор.

Висновки. В результаті проведених досліджень визначено, що максимальна ефективність нейтралізатора, що визначається складом суміші, забезпечується системою впорскування бензину із зворотнім зв'язком. Такі умови роботи дозволяють виконати автомобілем екологічні норми «Євро-2». При цьому на карбюраторних двигунах трикомпонентний каталітичний нейтралізатор на відміну від окислювальних, забезпечує деяке зниження масових викидів NO_x .

Список літератури: 1. Статистичний щорічник України за 2011 рік: [під ред. Осауленка О. Г.; від. за випуск Головка В. А.]. – Київ : «Техніка», 2011. – 674 с. 2. 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.
3. Кульбако В. П. Вибір середньостатистичного автомобіля при проведенні досліджень по визначенню ефективності заходів, направлених на покращення екологічної обстановки в містах / В. П. Кульбако // Вісник НТУ. - К., 2008. Випуск 17. - с. 103-108.
4. Адамович Б. А. Каталитические нейтрализаторы отработавших газов и экологическая безопасность АТС / Б. А. Адамович / Автомобильная промышленность. – 2005. – № 1. – С. 9–12.
5. Панчишный В. И. Системы нейтрализации отработавших газов автомобильных двигателей / В. И. Панчишный // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 10. – С. 20–22.
6. Мерзляков Ю. Г. Серийное производство отечественных нейтрализаторов отработавших газов налажено / Ю. Г. Мерзляков, А. В. Олейник // Автомобильная промышленность («АвтоВАЗагрегат»). – 2002. – № 6. – С. 3–5.
7. Славін В. В. Вплив типу системи живлення на показники роботи бензинового двигуна / В. В. Славін, І. В. Манько, С. В. Карев // Матеріали VII Всеукр. наук. конф. ТНПУ ім. В. Гнатюка. – Тернопіль, 2011. – 314-318 с.
8. Вплив типу системи живлення на екологічні показники бензинового двигуна / Ю. Ф. Гутаревич, С. В. Карев, І. В. Манько, В. В. Славін // Вісник НТУ. – К., 2011. – Част. 1, Випуск 24. – С. 86 – 93.

Надійшла до редколегії 06.03.2014

УДК 629.113

Вплив типу системи живлення бензинового двигуна на ефективність системи нейтралізації відпрацьованих газів / Ю. Ф. Гутаревич, В. В. Славін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 47-53. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведены исследования автомобиля и двигателя по определению влияния карбюраторной системы питания и системы впрыска бензина с обратной связью на эффективность трехкомпонентного каталитического нейтрализатора отработавших газов.

Ключевые слова: легковые автомобили, система питания, обратная связь, каталитические нейтрализаторы, вредные вещества, экологические нормы, исследования.

Influence of the type of the system of the feeding the gasoline engine on efficiency of the system to neutralizations perfected gas / U. F. Gutarevich, V. V. Slavin // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 47-53. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-6840.

Carried out researches of the car and engine to determine the influence of power carburettor and injection systems of petrol of feedback the efficiency the ternary the catalytic converter exhaust gases.

Keywords: automobile, system of feed, feedback, catalytic converters, harmful substances, environmental regulations, research.

УДК 629.017

О. П. СІТОВСЬКИЙ, канд. техн. наук, доц. Луцький НТУ;
В. М. ДЕМБІЦЬКИЙ, зав. лабораторією ДП «НДКТІ МГ», Київ

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО СТУПЕНЯ ПОЧАТКОВОЇ ЗАРЯДКИ НАКОПИЧУВАЧІВ ЕНЕРГІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Запропоновано методику визначення оптимального ступеня початкової зарядки накопичувачів енергії транспортних засобів, обладнаних електродвигунами та системами рекуперації енергії. Дана методика може застосовуватися на етапі проектування, виробництва та під час проведення випробувань транспортних засобів, а також у алгоритмі роботи їх системи управління рекуперацією енергії. Проведено дослідження ступеня початкової зарядки накопичувачів енергії залежно від умов експлуатації транспортного засобу.

Ключові слова: зарядка, ступінь, рекуперація, електрогальмування, накопичувачі енергії, кількість енергії, умови експлуатації.

Вступ. У автомобілебудівній галузі сьогодення докладаються значні зусилля спрямовані на підвищення економічності, зниження токсичності відпрацьованих газів. Внаслідок чого розвиток електричного та гібридного транспорту демонструє постійний ріст. За результатами статистичних досліджень відмічено ріст реалізації електричних та гібридних автомобілів. В результаті створення нових технологій, конструкцій постає питання безпеки, та експлуатаційних показників, яке завжди є актуальними, оскільки будь-яке внесення змін в конструкцію транспортного засобу в певній мірі відображається на його показниках активної безпеки.

Дана робота є продовженням серії досліджень [1 - 3], пов'язаних з системою електродинамічного гальмування гібридного автомобіля обладнаного системою рекуперації енергії.

Аналіз попередніх досліджень. Автомобілі, які обладнані електродвигунами, зазвичай, обладнуються системою рекуперації енергії, яка дозволяє накопичувати електричну енергію, отриману в процесі гальмування та в подальшому використовувати її для руху. Крім того використання системи рекуперації енергії в певних моментах може бути більш ефективним та доцільним, ніж застосування штатної гальмівної системи. Оскільки гальмівна система є одним з елементів активної безпеки, то це вимагає її детального дослідження та вивчення. Але система рекуперації енергії розглядається, зазвичай, лише в контексті системи накопичення енергії, а те, що вона по суті є однією з гальмівних систем автомобіля в більшості випадків залишається поза увагою науковців. Значна увага дослідженням електродинамічних процесів гальмування приділена науковцями США університету Західної Флориди [4].

Також питання дослідження гальмівних властивостей транспортних засобів під час рекуперації енергії досить активно розглядається та вивчається у сфері міського електричного транспорту та залізничного транспорту.

Однак розгляд системи рекуперації енергії з точки зору допоміжної гальмівної системи транспортного засобу потребує ще чимало зусиль для її вивчення та дослідження.

Мета роботи полягає у розробці методики визначення оптимального ступеня початкової зарядки накопичувачів енергії транспортних засобів, обладнаних електроприводом та системою рекуперації енергії.

Для проведення розрахунків найбільш доцільно скористатися вхідними даними

© О. П. Сітовський, В. М. Дембіцький, 2014

встановленими у нормативних документах. Так, у [5] зазначено, що під час випробувань транспортних засобів, обладнаних електроприводом та системою рекуперації енергії, доля участі електричної системи рекуперативного гальмування не повинна перевищувати мінімального рівня, гарантованого конструкцією системи. Під час проведення випробувань ця вимога вважається виконаною, якщо накопичувачі енергії мають один з нижченаведених ступенів зарядки:

- а) максимальний ступінь зарядки, рекомендований заводом-виробником;
- б) не менше 95% від повної зарядки при відсутності будь-яких конкретних рекомендацій підприємства-виробника;
- в) максимальний ступінь, який забезпечується автоматичним засобом регулювання ступеня зарядки батарей на транспортному засобі.

Необхідно зазначити, що вимоги (а) та (б) є дещо схожими, оскільки підприємством-виробником, для нормальної роботи транспортного засобу, повинно бути забезпечено оптимальний режим регулювання ступеня зарядки накопичувачів енергії.

Вибір оптимального ступеня зарядки накопичувачів енергії та, відповідно, регулювання їх ступеня зарядки, дозволить забезпечити максимально ефективну їх роботу, а на стадії проектування транспортних засобів провести більш достовірні розрахунки їх експлуатаційних показників.

Для визначення оптимального ступеня зарядки накопичувачів енергії, вихідними даними за результатами розрахунку будуть кількість енергії, яка рекуперована транспортним засобом під час гальмування та відношення цієї енергії до загальної ємності накопичувачів енергії.

В міському циклі руху транспортного засобу відбувається, зазвичай, службове гальмування. Під час цього гальмування поглинається кінетична енергія КТЗ. Якщо ж це гальмування здійснюється під час руху автомобіля на ухилі, то також необхідно врахувати і потенціальну енергію. Тоді, в загальному вигляді, кількість енергії, яка буде вивільнена під час електродинамічного гальмування та, відповідно, яка повинна бути поглинута накопичувачами енергії становитиме

$$A_{te} = \Delta E_K + \Delta E_{II} = \frac{G_a \cdot (v_n^2 - v_k^2)}{2 \cdot g} + G_a \cdot S \cdot \sin \alpha = \frac{G_a}{2} \left(\frac{(v_n^2 - v_k^2)}{g} + t \cdot \sin \alpha \cdot (v_n + v_k) \right), \quad (1)$$

де, ΔE_K – зміна кінетичної енергії транспортного засобу, Дж;

ΔE_{II} – зміна потенціальної енергії транспортного засобу, Дж;

t – час здійснення гальмування, с;

G_a – вага автомобіля, Н;

v_n – початкова швидкість транспортного засобу, м/с;

v_k – кінцева швидкість транспортного засобу, м/с;

α – кут спуску (ухилу), °;

S – шлях, який долає автомобіль під час електродинамічного гальмування, м;

g – прискорення вільного падіння, дорівнює 9,81 м/с².

Варто звернути увагу на ряд припущень та спрощень, введених у залежності (1):

– оскільки гальмування здійснюється лише за допомогою електричного двигуна, гальмівні сили механічного складника рівні 0;

– транспортний засіб рухається з відносно невеликою швидкістю, тому опором повітря можна знехтувати, тобто $P_w=0$.

Швидкість, з якої здійснюється гальмування, під час електродинамічного гальмування на етапі проектування доцільно вибрати з їздових циклів, які використовуються під час визначення паливної економічності транспортних засобів. Зважаючи на те, що після гальмування транспортний засіб в будь-якому випадку переходить у тяговий режим, то можна стверджувати, що в тяговому режимі уся накопичена енергія буде витрачена, тому ступінь зарядки накопичувачів енергії перед початком гальмування повинен бути таким, щоб можна було забезпечити поглинання усієї рекуперованої енергії. Для цього з вищенаведених їздових циклів достатньо вибрати максимальне значення швидкості. Кінцева швидкість гальмування, це значення швидкості, при якому припиняється рекуперація енергії, приймається 1,5 м/с.

Час, протягом якого здійснюється електродинамічне гальмування, можна визначити із залежності

$$t = \frac{(v_n + v_k)}{j_\tau}, \quad (2)$$

де, j_τ – сповільнення, яке розвиває транспортний засіб, під час електродинамічного гальмування. Приймається, на основі розрахункових даних та результатах випробувань, близько 1,0 м/с².

Однак, при розрахунках необхідно також враховувати зовнішні фактори, зокрема поздовжній профіль дороги. У [6] описано методику розрахунку кількісних та якісних показників поздовжнього дорожнього профілю для різних місцевостей, застосовуючи які можна досить точно розрахувати необхідний ступінь зарядки накопичувачів автомобіля.

На даний момент відмічаються тенденції автовиробників спрямовані на здешевлення гібридних та електричних транспортних засобів. Вони проявляються у виконанні автомобілів із загальною ємністю накопичувачів енергії у відповідності до вимог споживачів. Тобто з'являється можливість отримати транспортний засіб якнайбільше адаптований до реальних умов експлуатації та вимог споживача.

Спираючись на вищевикладене, з метою спрощення розрахунків варто скористатися наступними твердженнями щодо поздовжнього ухилу дороги:

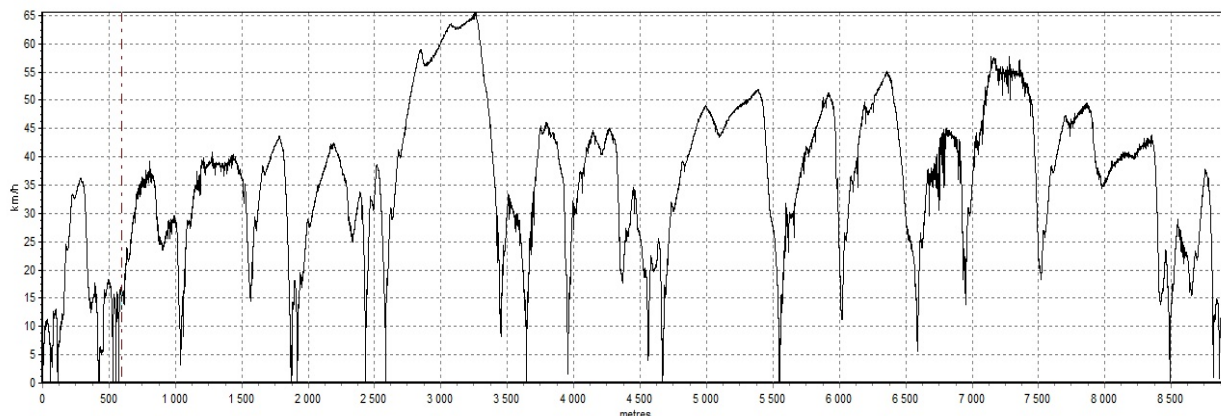
- поздовжній профіль дорожнього полотна є однаковим на усій довжині;
- розподіл спусків та підйомів за кількістю є рівномірним.

Крім того врахування поздовжнього профілю дороги необхідно проводити з розподілом умов експлуатації за типом місцевості. Можна виділити наступні типи рельєфу, з метою вибору комплектації транспортного засобу:

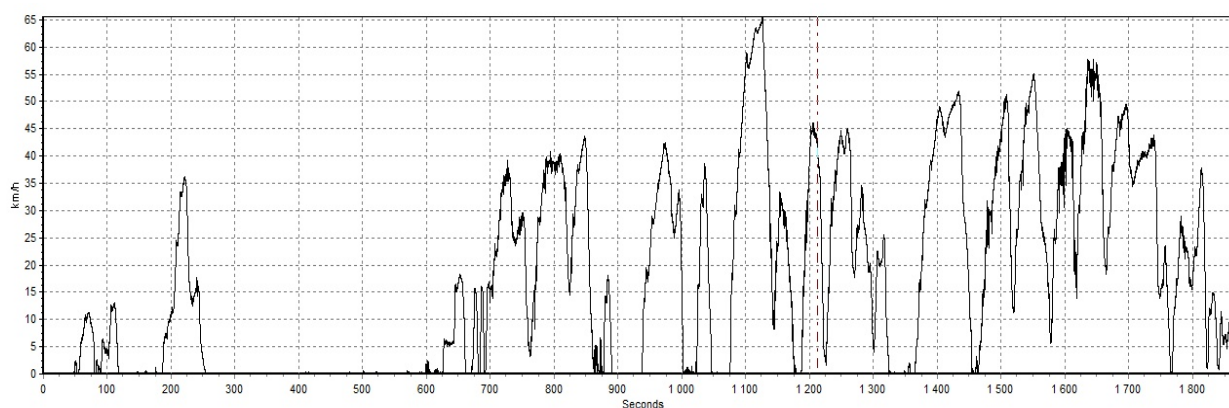
- рівнинна місцевість;
- пересічна місцевість;
- різкопересічна місцевість;
- гірська місцевість.

В даній роботі для врахування поздовжнього дорожнього профілю варто скористатися експериментальними даними, отриманими при виконанні поїздок у м. Луцьку Волинської області.

Як видно з рис. 1, а – б нижче, максимальна початкова швидкість службового гальмування становить близько 70 км/год, що і буде доцільним взяти за основу. Оскільки у Волинській області відсутні затяжні спуски, то проводити розрахунки по шляху електродинамічного гальмування є недоцільним.



а



б

Рисунок 1 – Експериментальні дані міського їздового циклу легкового автомобіля: а – зміна швидкості руху на відрізку шляху; б – зміна швидкості руху по часу

Таким чином скориставшись залежністю (1), з врахуванням вищенаведених положень, можна визначити максимальну кількість енергії, яка може бути вироблена транспортним засобом під час електродинамічного гальмування з рекуперацією енергії.

Кількість енергії, яку можуть сприйняти накопичувачі енергії, або максимальна ємність накопичувачів енергії, розрахована виходячи з тягово-швидкісних властивостей транспортних засобів [3] буде рівна $A_n = 5,18 \cdot 10^6$ Дж.

Отож враховуючи залежність (1) та маючи значення максимальної ємності накопичувачів енергії можна встановити, що оптимальний ступінь зарядки накопичувачів енергії транспортних засобів, обладнаних електроприводом та системою рекуперації енергії буде рівний

$$k = 1 - \frac{A_{\tau e}}{A_n}, \quad (4)$$

де A_z – максимальний ступінь зарядки накопичувачів енергії після їх зарядки, у/ нормальних умовах експлуатації.

Нижче у табл. 1 наведено розрахунок ступеня зарядки накопичувачів енергії, який може бути рекомендований підприємством виробником, як максимальний, з метою

проведення випробувань на відповідність доповнення 1 Додатку 3 [5] транспортного засобу з гібридною силовою установкою та рекуперацією енергії.

Таблиця 1 – Результати розрахунку ступеня початкової зарядки накопичувачів енергії транспортного засобу

Найменування параметру	Позначення	Одиниці вимірювання	Фактичні дані та/або результати розрахунків
Вхідні дані			
Маса автомобіля	m_a	кг	550
Кут ухилу	α	° (%)	0 (0)
Початкова швидкість руху	$v_{п}$	м/с	19
Кінцева швидкість руху	$v_{к}$	м/с	1,5
Час гальмування	t	с	15
Вихідні дані			
Енергія, яку повинні сприйняти накопичувачі	$A_{те}$	Дж	$0,1 \cdot 10^6$
Енергія, яку можуть сприйняти накопичувачі	A_n	Дж	$5,18 \cdot 10^6$
Ступінь зарядки накопичувачів енергії	k	-	0,981

Таким чином розрахований ступінь зарядки накопичувачів енергії становить 0,981. Тобто для забезпечення можливості поглинання рекуперованої енергії, яка може бути вивільнена під час руху гібридного транспортного засобу, у міському циклі на рівнинній місцевості, необхідно забезпечити максимальну зарядку накопичувачів енергії на рівні 98,1 %.

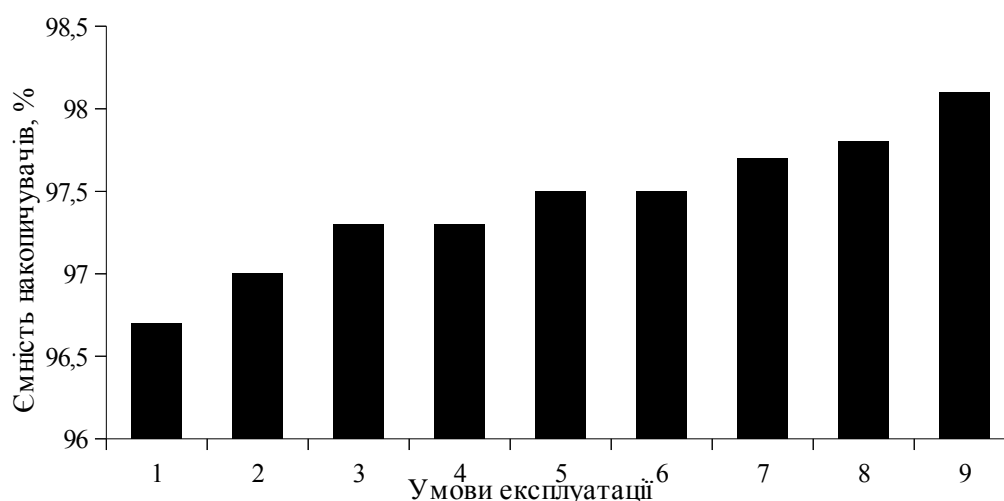


Рисунок 2 – Залежність початкового стану накопичувачів енергії від різних умов експлуатації енергії: 1 – при $\alpha = 5^\circ$; 2 – при $\alpha = 4^\circ$; 3 – при $\alpha = 3^\circ$; 4 – при $t = 40$ с; 5 – при $\alpha = 2^\circ$; 6 – при $t = 30$ с; 7 – при $t = 20$ с; 8 – при $\alpha = 1^\circ$; 9 – при $\alpha = 0^\circ$. Інші параметри – згідно таблиці 2

За описаною методикою можливо здійснювати як розрахунки необхідної ємності накопичувачів енергії для конкретних умов експлуатації транспортного засобу, так і під час регулювання їх ємності на самому транспортному засобі. Це дасть змогу забезпечити максимальну акумуляцію рекуперованої енергії.

На рисунку 2, в якості прикладу, наведено розрахунок ступеня зарядки накопичувачів енергії для різних умов експлуатації транспортного засобу.

Отож, як видно з рис. 2 за певних умов експлуатації (збільшення швидкісного режиму, гірська місцевість) початковий ступінь зарядки накопичувачів енергії повинен бути меншим, оскільки під час електродинамічного гальмування буде вивільнятися значно більше енергії. Одночасно необхідно зазначити, що при цьому буде зменшено запас тяги транспортного засобу на електротязі без електрогальмування. Тому найбільш доцільним буде впровадження алгоритму роботи системи управління електродинамічним гальмуванням, з тим, щоб відбувалося регулювання початкового ступеня зарядки накопичувачів енергії залежно від конкретних умов експлуатації.

Висновки. В результаті теоретичних досліджень:

- розроблено методологію розрахунку оптимального ступеня початкової зарядки накопичувачів енергії;

- проведено попередній розрахунок ступеня початкової зарядки накопичувачів енергії макету транспортного засобу з гібридною силовою установкою для конкретних умов експлуатації;

- проведено дослідження впливу істотних умов експлуатації на ступінь початкової зарядки накопичувачів енергії.

Отримані результати можуть бути застосовані:

- для подальшого дослідження процесів електродинамічного гальмування транспортних засобів та накопичення вивільненої енергії;

- для обґрунтування підприємствами-виробниками ступеня зарядки накопичувачів енергії під час проведення випробувань на відповідність вимогам Правил ЄЕК ООН 13-Н [5];

- для створення алгоритму роботи системи управління рекуперацією енергії транспортного з метою оптимізації тягово-швидкісних показників та показників паливної економічності.

Список літератури: 1. *Сітовський О.П.* Математичне моделювання процесу електричного гальмування макету транспортного засобу з гібридною силовою установкою / *О.П. Сітовський, В.М. Дембіцький* // Вісник СевНТУ. Вип. 135. – Севастополь: СевНТУ, 2012. С. 73 – 75. 2. *Дембіцький В.М.* Дослідження приводу гальмівної системи транспортного засобу з гібридною силовою установкою та рекуперацією енергії / *В.М. Дембіцький* // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 28–33. 3. *Сітовський О.П.* Обґрунтування та вибір критеріїв оцінки процесу електродинамічного гальмування під час руху гібридного транспортного засобу на затяжних спусках / *Сітовський О. П., Дембіцький В. М.* // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 10–15. 4. *Muhammad H. Rashid* / Modern electric, hybrid electric and fuel cell vehicles. Fundamentals, theory and design. Second edition / *Muhammad H. Rashid*.

University of West Florida, CRC Press is an imprint of Taylor & Francis Group, an Informa business, 2010. – 558 p. **5.** Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения легковых автомобилей в отношении торможения: Правила ЕЭК ООН №13-Н. - [Введены в действие 04.10.2011]. – Женева.: Европейская Экономическая комиссия Организации Объединенных наций, 2011. – 118 с. **6.** Безбородова Г.Б. Моделирование движения автомобиля / Г.Б. Безбородова, В.Г. Галушко. - К.: Вища школа, 1978. - 168 с.

Надійшла до редколегії 18.03.2014

УДК 629.017

Методика визначення оптимального ступеня початкової зарядки накопичувачів енергії транспортних засобів / О. П. Сітовський, В. М. Дембіцький // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 54-60. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-6840.

Предложена методика определения оптимальной степени начальной зарядки накопителей энергии транспортных средств, оборудованных электродвигателями и системой рекуперации энергии. Методика может применяться на этапе проектирования, производства и во время проведения испытаний транспортных средств, а также в алгоритме работы их системы управления рекуперацией энергии. Проведено исследование степени начальной зарядки накопителей энергии в зависимости от условий эксплуатации транспортного средства.

Ключевые слова: зарядка, степень, рекуперация, электроторможение, накопители энергии, количество энергии, условия эксплуатации.

Methods of the determination optimum degree initial charging the drives to energy of the transport facilities / O.F. Sitovsky, V.N. Dembickiy // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 54-60. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-6840.

The methodology of determination of optimal level of primary charging of the energy accumulators of the vehicles equipped with the electrical engines and systems of energy recuperation was propounded. The presented methodology can be used while designing, manufacturing and vehicles testing, and in the scheme of the work of their energy recuperation control system. The investigation of the primary charging level of the energy accumulators depending on the vehicles service conditions was done.

Key words: charging, level, recuperation, electrical braking, energy accumulators, quantity of energy, service conditions.

УДК 656.084

А. А. КАШКАНОВ, канд. техн. наук, доц. ВНТУ, Вінниця**ОЦІНЮВАННЯ НЕВИЗНАЧЕНОСТІ ЗНАЧЕНЬ КОЕФІЦІЄНТА
ЗЧЕПЛЕННЯ ТА ЇЇ ВПЛИВ НА РЕЗУЛЬТАТИ АВТОТЕХНІЧНОЇ
ЕКСПЕРТИЗИ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНИХ ПРИГОД**

Розглянуті причини виникнення невизначеності значень коефіцієнта зчеплення при проведенні експертиз дорожньо-транспортних пригод, та її вплив на інтерпретацію аналітичних результатів досліджень і розрахунків. Запропоновано шляхи мінімізації суб'єктивності експертного оцінювання значень коефіцієнта зчеплення під час розв'язування типових задач автотехнічної експертизи, що базуються на використанні аксіом теорії ймовірностей, нечіткої логіки та обробки числових даних (результатів вимірювань).

Ключові слова: система водій-автомобіль-дорога, мінімізація невизначеності, коефіцієнт зчеплення, прийняття рішень, експертиза дорожньо-транспортних пригод.

Вступ. Автомобіль є засобом підвищеної небезпеки. У світі в дорожньо-транспортних пригодах (ДТП) щорічно гинуть сотні тисяч і одержують поранення мільйони людей. Наноситься величезний матеріальний збиток економіці.

ДТП можна охарактеризувати як «розлагодження» взаємодії системи водій – автомобіль – дорога. Як правило, пригоди розвиваються за декілька секунд, а інколи за долі секунди. Як відомо, кожна ДТП має свої певні особливості, при чому в більшості пригод одночасно діють декілька видів причинно-наслідкових зв'язків. Це ускладнює експертизу ДТП і зумовлює те, що об'єктивність розслідування залежить від правильності вибору початкових даних та методики інженерного розрахунку [1-7].

Аналіз основних досягнень і літератури. Сучасна судова автотехнічна експертиза є експертним дослідженням, що проводиться з метою встановлення механізму і обставин ДТП з врахуванням показників технічного стану АТЗ, якості та параметрів дороги, психофізіологічних характеристик її учасників та інших факторів [1-3].

Проведення автотехнічної експертизи, як правило, пов'язано з розрахунками, для яких експерт в якості вихідних даних використовує результати тих чи інших вимірів, наданих йому слідчим або судом, а також типові довідкові дані – параметри і коефіцієнти, числові значення яких вибираються експертом самостійно із спеціальної науково-технічної і довідкової літератури у відповідності з характером та умовами скоєння ДТП [1-4]. В перелік таких характеристик і параметрів входить коефіцієнт зчеплення шин з дорогою, який характеризує можливості реалізації ефективного гальмування та безпечного маневрування АТЗ.

Для проведення автотехнічної експертизи експерту достатньо розрахувати ті чи інші параметри за відомими з теорії експлуатаційних властивостей автомобіля формулами. Проте отримати надійні і достовірні результати розрахунків можливо лише за умови підстановки в формули достовірних чисельних значень відповідних вихідних даних – результатів вимірювань, параметрів та коефіцієнтів. Це має принципове значення, оскільки лише за умови достовірності вихідних даних можна говорити про обґрунтованість, об'єктивність, достовірність висновків експерта та можливість їхнього використання в якості доказів [1-7].

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є розробка шляхів мінімізації невизначеності значень коефіцієнта зчеплення під час розв'язування типових задач автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод. Умови невизначеності при прийнятті рішень характеризуються відсутністю достатньої

кількості інформації для доцільної організації дій. Якість процесу розробки рішень залежить від повноти врахування всіх факторів, що впливають на наслідки прийнятих рішень. Невизначеність можна усунути повністю чи частково двома шляхами: поглибленим вивченням наявної інформації або набуттям інформації, якої не вистачає.

Під час обчислення параметрів руху автомобіля, що є учасником ДТП, важливо правильно визначити коефіцієнт зчеплення шин з дорогою, оскільки він має сильну залежність від багатьох факторів і умов та володіє найбільшою невизначеністю серед інших використовуваних при експертизі ДТП факторів і параметрів. В процесі гальмування автомобіля приймають участь та взаємодіють як мінімум два об'єкта: дорога та автомобіль. Від властивостей кожного з них залежить ефективність гальмування. З одного боку, коефіцієнт зчеплення шин з дорожнім покриттям залежить від якості та стану шин автомобіля (тип протектора та ступінь його зносу, тиск повітря в шинах, швидкість і завантаженість автомобіля), з іншого боку, цей коефіцієнт змінюється в залежності від виду дорожнього покриття, структури та температури його поверхні, наявності вологи, забруднень на поверхні покриття.

Таким чином, при проведенні експертизи ДТП найкращим було б пряме чи непряме вимірювання коефіцієнта зчеплення дослідним шляхом для автомобіля, що є учасником ДТП, чи його аналога на місті пригоди, з обов'язковою оцінкою похибки вимірювальних приладів.

Матеріали та результати досліджень. Питаннями зчеплення автомобільного колеса з дорожнім покриттям займалися та внесли вагомий вклад В.І. Кнороз, Є.А. Чудаков, І.П. Петров, В.А. Асторов, Е.Г. Подліх, А.Б. Гредескул, О.С. Федосов, Б. Сабей, Д. Мур та інші. В результаті цих досліджень встановлено багато закономірностей, які відображають особливості взаємодії автомобіля з дорогою.

Коефіцієнт зчеплення є відношенням максимальної дотичної реакції в зоні контакту до нормальної реакції (навантаження), яка діє на колесо [8, 9].

Численними дослідженнями, проведеними у колишньому СРСР і за кордоном, встановлено, що зчеплення шини з дорожнім покриттям є наслідком великої кількості складних процесів, що відбуваються в зоні їх контакту і залежать від великої кількості факторів. Проте з різноманітності причин і умов, основний вплив на величину коефіцієнта зчеплення мають такі як, тип та стан дорожнього покриття; конструкція шини, стан та умови роботи шини.

Навіть при застосуванні однотипних приладів для виміру коефіцієнта зчеплення важко отримати результати, які можна порівняти, не говорячи про різні прилади для проведення таких вимірів. Різниця в результатах вимірів може бути викликана типом застосованих шин, твердістю та складом гуми протектора, величиною внутрішнього тиску повітря в шині, навантаженням на колесо, а також погодою і станом дорожнього покриття та іншим. Для того, щоб отримати за допомогою певного методу точні результати, необхідно, щоб всі виміри проводились в однакових умовах при збереженні сталими всіх факторів, які можуть вплинути на результат.

Для визначення коефіцієнтів зчеплення запропоновано ряд методів та приладів, які не завжди дають при паралельних випробуваннях однакові результати.

Методи визначення коефіцієнта зчеплення за довжиною гальмівного шляху та за величиною усталеного сповільнення мають вагомі недоліки, головний з яких – неможливо проводити вимірювання при високих швидкостях руху навіть на сухій дорозі. На вологій дорозі через різке гальмування при високих швидкостях може виникнути занос та перекидання автомобіля навіть при невеликій різниці у зчепленні шин з покриттям. Другий недолік методу використання довжини гальмівного шляху – це неможливість встановити дійсне значення коефіцієнта, оскільки довжина гальмового шляху складається з руху загальмованого колеса без ковзання і з ковзанням.

Співвідношення між цими шляхами залежить від інтенсивності гальмування. Крім того, коефіцієнт зчеплення, розрахований по довжині гальмівного шляху, є деяким середнім значенням для інтервалу швидкостей – від високої швидкості на початку гальмування до близької до нуля безпосередньо перед зупинкою автомобіля.

Перевагою цих методів є їхня простота. Вони добре відтворюють дійсні умови руху автомобіля, оскільки режим гальмування відповідає експлуатаційному. При проведенні випробувань з одним і тим же автомобілем отримуються точні дані, які можна порівняти.

Існує три конструкції портативних приладів: маятникового і ротаційного типу та ударної дії. Маятникові прилади дуже широко розповсюджені за кордоном. Вони порівняно прості в експлуатації і дозволяють достатньо швидко провести вимірювання. Недоліком всіх портативних приладів, як обертового так і маятникового типу, є неточність показань при випробуваннях покриття з грубою текстурою поверхні. Для більшої точності вимірів необхідно використовувати криві їх кореляційного зв'язку з показниками динамометричних візків.

Найбільш точним і об'єктивним слід вважати спосіб вимірювання коефіцієнта зчеплення причіпними динамометричними візками. До числа його переваг відносяться більш висока точність результатів вимірювання, надійність і простота. Цим способом можна виявити залежність коефіцієнта зчеплення від швидкості руху, навантаження на колесо, типу, рисунку і ступеня зносу протектора, тиску в шині, типу і стану дорожнього покриття. Недоліком цього способу є необхідність досить великої ділянки дороги (не менше 20 м), потреба у великому числі повторних проїздів, випробування можуть проводитись тільки в години малої інтенсивності руху.

В зв'язку з цілим рядом зрозумілих причин найчастіше експериментальне визначення коефіцієнта зчеплення неможливе і для розрахунків використовують табличні дані про значення коефіцієнтів зчеплення для основних видів дорожніх покриттів [1-5, 7].

Цікаво, що табличні значення коефіцієнта зчеплення в різних літературних джерелах часто відрізняються. Так, в переважній більшості літературних джерел [1-4, 6] вказується максимальне значення коефіцієнта поздовжнього зчеплення – 0,8, причому для 100% проковзування колеса, у той час, як у інших [7-9] максимальне значення варіюється від 0,9 до 1,2. Крім того, табличні значення коефіцієнта зчеплення представляють у формі діапазонів «від-до». Якщо крайні значення коефіцієнта зчеплення для асфальтобетонного покриття відрізняються на 11%, то для ожеледиці вони відрізняються на 100%. Виникає сумнів, що при такій різниці даних можна отримати достовірні результати розрахунків і експерт вправі вибирати дані при експертизі ДТП на основі свого досвіду чи інтуїції з абсолютною впевненістю.

Можна впевнено сказати, що граничні значення коефіцієнта зчеплення, представлені в довідкових таблицях, знайдені в результаті статистичної обробки експериментальних даних. Але тоді будь-яке обране експертом значення коефіцієнта є лише конкретною реалізацією випадкової величини, яка має велике розсіювання. Відповідно дослідженням [4] локальні значення коефіцієнта, виміряні через 15-20 см гальмівного шляху, можуть мати відхилення в 30-50%, при цьому розподіл локальних значень коефіцієнта зчеплення підлягає нормальному закону. Отже, при використанні усереднених значень коефіцієнта зчеплення експерт повинен виконати оцінювання невизначеності обраного ним значення у відповідності до Закону України «Про метрологію та метрологічну діяльність». Оскільки в літературі та довідкових таблицях оцінки невизначеності довідкових значень коефіцієнта зчеплення в генеральній сукупності не наводяться, а лише вказуються нижня і верхня границі значень

коефіцієнта, можна скористатись «Керівництвом з вираження невизначеності вимірювань» [10].

Відповідно до пункту 4.3.7 цього керівництва, «якщо оцінені лише межі (верхня і нижня) для величини X_i і можна стверджувати, що для практичних цілей значення X_i знаходиться в інтервалі від X_1 до X_2 , та немає конкретних відомостей про можливі значення X_i всередині інтервалу, то можна стверджувати, що з однаковою імовірністю X_i може знаходитись в будь-якому місці в його межах (рівномірний розподіл можливих значень). Тоді x_i – очікуване значення X_i є середньою точкою інтервалу $x_i = (X_1 + X_2) / 2$ з відповідними граничними відхиленнями $\pm \Delta x_i$ ».

Таким чином, у відповідності до міжнародних рекомендацій, коефіцієнт зчеплення (як і всі інші табличні довідкові дані) необхідно подавати через його середнє значення і граничні відхилення $\varphi = \varphi_{cp} \pm \Delta \varphi$.

Останній підхід відображає випадкову природу явища і здатний при розрахунках дати більш об'єктивні результати, оскільки враховується невизначеність коефіцієнта зчеплення. Ефективність викладеного вище підходу підтверджується дослідженнями, результати яких опубліковані в [6, 7].

Так для визначення величини шляху, необхідного для зупинки транспортного засобу і відстані, на якій знаходився цей транспортний засіб від місця наїзду в момент виникнення небезпеки для руху використовується змінна φ – коефіцієнт зчеплення, від значення якої в значній мірі залежать висновки експертизи ДТП:

а) за діючою методикою [1-3] коефіцієнт зчеплення приймає для певної ділянки дороги досить широкий діапазон значень $[\varphi_{\min}; \varphi_{\max}]$, показаний на рис. 1;

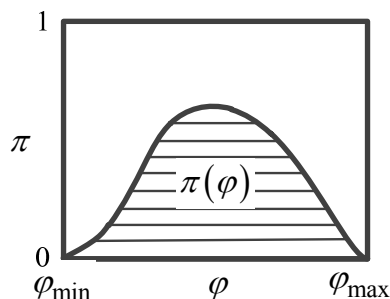


Рисунок 1 – Області невизначеності величини коефіцієнта зчеплення з врахуванням стохастичної та нечіткої невизначеності

б) за запропонованим підходом (з врахуванням стохастичної та нечіткої невизначеності) область невизначеності коефіцієнта зчеплення значно знижується до $\pi(\varphi)$, а потім перетворюється у чітку форму за допомогою одного з методів дефазіфікації.

Доцільність використання результатів [6, 7], проілюструємо на прикладі.

Автомобілем ГАЗ-31105 збито пішохода, який перетинав проїзну частину дороги зліва направо відносно руху автомобіля. Потрібно визначити, чи мав технічну можливість водій шляхом гальмування уникнути наїзду за таких умов: ділянка дороги горизонтального профілю, після наїзду до повної зупинки автомобіль ГАЗ-31105 в стані гальмування подолав 9,2 м, з моменту виникнення перешкоди для руху і до

моменту наїзду пішохід подолав 5 м із швидкістю 4,5 км/год, пішохода збито передньою частиною автомобіля.

Розв'язання.

Питання про технічну можливість уникнути наїзду можна вирішити порівнюючи величину шляху, необхідного для зупинки транспортного засобу (S_0) і відстань, на якій знаходився цей транспортний засіб від місця наїзду в момент виникнення небезпеки для руху (S_a). На основі порівняння (рис. 2) приходимо до висновку:

а) водій не має технічної можливості шляхом гальмування уникнути наїзду за умови, що шлях, необхідний для зупинки дорівнює або більший ніж відстань, від транспортного засобу до місця наїзду;

б) водій має технічну можливість уникнути наїзду за умови, що шлях, необхідний для зупинки менший ніж відстань від транспортного засобу до місця наїзду.

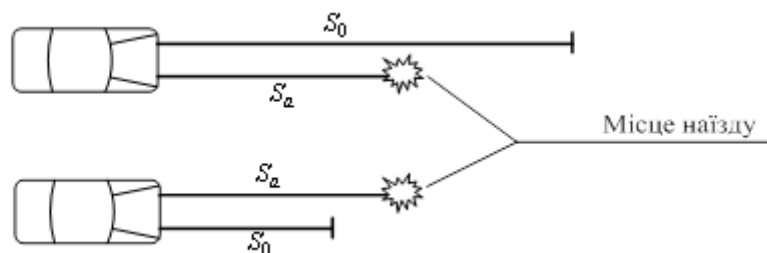


Рисунок 2 – Порівняння величин шляху, необхідного для зупинки і відстані від транспортного засобу до місця наїзду: а при $S_0 > S_a$, водій не має технічної можливості уникнути наїзду; б при $S_0 < S_a$, водій має технічну можливість уникнути наїзду

Результати розрахунків зведено в табл. 1. Останній стовпчик цієї таблиці показує наскільки важливе точне знання коефіцієнта зчеплення для прийняття рішення.

Таблиця 1 – Результати розрахунків для прийняття рішення

Методика	Коефіцієнт зчеплення	Зупиночний шлях автомобіля	Відстань до перешкоди в момент виникнення небезпеки	Рішення про можливість уникнення наїзду
Діюча	0,25	67,3 м	46,2 м	не можливо
	0,4	49,5 м	55,3 м	можливо
Запропонована	0,32	56,9 м	51,8 м	не можливо

Висновки. Обґрунтованість, об'єктивність, достовірність висновків експерта та можливість їхнього використання в якості доказів можливо забезпечити лише за умови достовірності вихідних даних. Відома методика в багатьох випадках дозволяє оцінити лише діапазон можливих значень коефіцієнта зчеплення, що ускладнює об'єктивність прийняття рішення при аналізі причин ДТП. Запропонований вище підхід, на відміну від відомої методики, дозволяє врахувати як стохастичну, так і нечітку невизначеність і звузити діапазон можливих оцінок, що підвищує об'єктивність прийняття рішень та дозволяє рекомендувати його як альтернативу існуючій методиці для застосування в практиці автодорожньої експертизи.

Список літератури: 1. Туренко А. М. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП : підручник для вищих навчальних закладів / А. М. Туренко, В. І. Клименко, О. В. Сараєв, С. В. Данець. – Харків : ХНАДУ, 2013. – 320 с. – ISBN 978-966-303-470-6. 2. Сумець О. М. Основи експертизи дорожньо-транспортних пригод: автотехнічна експертиза : Навчальний посібник / О. М. Сумець, В. Ф. Голодий. – К.: Хай-Тек Прес, 2008. – 160 с. – ISBN 978-966-2143-18-8. 3. Суворов Ю. Б. Судебная дорожно-транспортная экспертиза. Судебно-экспертная оценка действий водителей и других лиц, ответственных за обеспечение безопасности дорожного движения, на участках ДТП: Учеб. пособие / Ю. Б. Суворов. – М. : Экзамен, 2003. – 208 с. – ISBN 5-94692-404-4. 4. Тартаковский Д. Ф. Проблемы неопределенности данных при экспертизе дорожно-транспортных происшествий / Д. Ф. Тартаковский. – СПб. : Юридический центр Пресс, 2006. – 268 с. – ISBN 5-94201-409-4. 5. Каишканов А. А. Мінімізація суб'єктивності експертного оцінювання в задачах автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – № 29 (1002). – С. 120–125. 6. Каишканов А. А. Оцінка експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів в умовах неточності вихідних даних : монографія / А. А. Каишканов, В. М. Ребедаїло, В. А. Каишканов. Вінниця: ВНТУ, 2010. – 146 с. – ISBN 978-966-641-364-5. 7. В. А. Каишканов. Інтелектуальна технологія ідентифікації коефіцієнта зчеплення при автотехнічній експертизі ДТП : монографія / В. А. Каишканов, В. М. Ребедаїло, А. А. Каишканов, В. П. Кужель. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 129 с. – ISBN 978-966-641-424-6. 8. Автомобильный справочник Bosch. Перевод с англ. Первое русское издание. – М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2002. – 896 с. 9. Работа автомобильной шины / [Кнороз В.И., Кленников Е.В., Петров И.П. и др.] ; под. ред. В.И. Кнороза. М.: «Транспорт», 1976. – 238 с. 10. Руководство по выражению неопределенности измерения (Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement). Перевод с англ. под науч. ред. проф. Слаева В. А. – С.-Петербург : ВНИИМ им. Д.И. Менделеева, 1999. – 134 с.

Надійшла до редколегії 28.02.2014

УДК 656.084

Оцінювання невизначеності значень коефіцієнта зчеплення та її вплив на результати автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод / А. А. Каишканов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 61–66. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Рассмотрены причины возникновения неопределенности значений коэффициента сцепления при проведении экспертиз дорожно-транспортных происшествий, и ее влияние на интерпретацию аналитических результатов исследований и расчетов. Предложены пути минимизации субъективности экспертного оценивания значений коэффициента сцепления при решении типичных задач автотехнической экспертизы, которые базируются на использовании аксиом теории вероятностей, нечетких множеств и обработки числовых данных (результатов измерений).

Ключевые слова: система водитель-автомобиль-дорога, минимизация неопределенности, коэффициент сцепления, принятие решений, экспертиза дорожно-транспортных происшествий.

Ocenivanie uncertainties of importances of the factor of the traction and its influence upon results auto technical expert operations of the road adventures / A. A. Kashkanov // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 61-66. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

Reasons of subjective origin vagueness of values adhesion factor are considered during realization of road traffic accidents examinations, and her influence on interpretation of analytical results of researches and calculations. The ways of minimization of expert evaluation subjectivity of values adhesion factor are offered at the decision of typical tasks of motor-vehicle examination, which are based on the use of axioms of chances theory, fuzzy logic and processing of numeric data (results of measuring).

Keywords: the system a driver-car-road, minimization of vagueness, adhesion factor, making decision, examination of road traffic accidents.

УДК 628.32

В. С. АВЕРЬЯНОВ, канд. техн. наук, доц. «ДГТУ», Днепродзержинск;
Е. А. ЛЕВЧУК, канд. економ. наук, доц. «ДГТУ», Днепродзержинск

РЕСУРСОСБЕРАГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ВОДНЫХ СРЕД В УСЛОВИЯХ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

Рассмотрено состояние водных технологических сред, эксплуатирующихся на автотранспортных предприятиях. Произведен анализ характеристики загрязнения сточных вод после мойки автомобилей на автотранспортных предприятиях и предложена схема рециркуляции технологических водных сред, которая позволяет рационально использовать водные ресурсы и уменьшить выбросы в окружающую среду. Проведены экспериментальные исследования классической и бескамерной схем фильтрования. Исследования показали, что наиболее перспективным является рециркуляционная очистка воды в системах оборотного водоснабжения автомобильных моек.

Ключевые слова: мойка автомобилей, очистка, сточные воды, рециркуляция, бескамерное фильтрование.

Введение. При ежедневном обслуживании автомобилей на автотранспортных предприятиях (АТП), станциях технического обслуживания, на специализированных станциях мойки автомобилей используется значительное количество технической воды и моечных растворов. Важным фактором, влияющим на качество мойки автомобилей, уменьшение расхода воды и сокращение времени мойки автомобиля, является очистка жидкости от механических примесей.

Сточные воды после мойки одного автомобиля содержат 3-8 г масла и бензина, 10-15 кг механических примесей (табл. 1) [1]. Такую загрязненную воду категорически запрещается сбрасывать в системы городской канализации и тем более в окружающую среду.

Таблица 1– Характеристика отработанных технологических водных сред на АТП

НАЗВАНИЕ	Концентрация примесей, мг/л			Максимально-допустимые концентрации, мг/л
	Мойка шасси	Мойка кузова	Мойка деталей	
Механические примеси: гравий, песок, крошка асфальтобетона.	500-1500	200-600	30-100	80
Масло, бензин, масляные производные	100-400	50-400	2000-5000	25
Поверхностно-активные вещества (ПАВ)	30	40	60	20
Осадок (за 10 мин.)	5-15	2-5	–	5

Чтобы не загрязнять водостоки канализационной системы и предупредить попадание нефтепродуктов со сточными водами в естественные водоемы, посты мойки автомобилей оборудуют грязеотстойниками и маслобензоуловителями. Однако степень очистки от механических примесей и масел при использовании данных систем не удовлетворяет требованиям процесса мойки автомобилей и сброса отработанных

© В. С. Аверьянов, Е. А. Левчук, 2014

жидкостей в окружающую среду. Это объясняется тем, что принцип действия грязеотстойников основан на различии в плотности воды, механических примесей, масла и бензина.

Постановка задачи. Для очистки жидкостей от механических примесей применяются такие способы очистки, как: гравитационная и центробежная очистка (отстаивание, центрифуги, гидроциклоны), флотация, фильтрование. Самым эффективным способом очистки жидкостей от механических примесей является фильтрование, которое обеспечивает степень очистки до 95 – 98 %, тонкость очистки зависит от пористости фильтровального материала.

Создание непрерывно действующих простых по конструкции очистных установок, которые уменьшают потребление ресурсов и экологическую нагрузку на окружающую среду, является актуальной задачей.

Изложение основного материала. Около 90 % станций мойки автомобилей сбрасывают в городскую канализацию промывочную воду после локальной очистки, и лишь около 10 % моек применяют замкнутые системы оборотного водоснабжения. Сточные воды содержат крошку асфальта, песок, моторные масла, различные виды топлива, соли тяжелых металлов, а также поверхностно-активные вещества (ПАВ), содержащиеся в моющих средствах, используемых при мойке.

Как известно из всех образующихся при обслуживании и мойке транспорта загрязнителей, наиболее опасными при загрязнении сточных вод являются механические примеси и нефтепродукты. В среднем на единицу подвижного состава среднестатистического автотранспортного предприятия приходится до 100 кг сбросов в поверхностные водоемы в год, в том числе сухой остаток – 76 кг, хлориды – 17 кг, взвеси – 1 кг, сульфаты – 4 кг и другие вещества – 2 кг [2].

Наличие различных видов примесей вызывает необходимость применения различных способов и оборудования для очистки в зависимости от требований к очищенной воде и ее дальнейшего использования (утилизации). Большинство существующих систем конструктивно включают три основные стадии очистки – первичную (предварительную), финишную и глубокую. Наиболее широко используемые при этом устройства – отстойники, фильтры, флотаторы, центробежные разделители (сепараторы, центрифуги, гидроциклоны). Однако, несмотря на широкое предложение, приемлемое для конкретного пользователя сочетание качества и себестоимости очистки достигается не всегда. Значительные эксплуатационные расходы (в частности, затраты на расходные материалы) в сочетании с высокой стоимостью установок снижают экономическую эффективность их использования.

Проблема очистки сточной воды на каждом конкретном предприятии решается по-разному. Существующие системы очистки в зависимости от технологий, которые в них применяются, способны удалить из сточных вод до 90 % и более от общего количества загрязнений. Такая степень очистки позволяет не только сливать обработанную воду в городскую канализацию (локальная очистка), но и использовать ее повторно за счет рециркуляции в системе оборотного снабжения автомобильных моек. Кроме экологического эффекта при этом значительно сокращаются финансовые затраты на водопотребление и водоотведение.

Таким образом, основной задачей является разработка очистных установок упрощенной конструкции, которые должны легко изготавливаться, быть непрерывнодействующими и эффективными при эксплуатации водных технологических сред.

Для решения вышеизложенных задач, была разработана компоновочная схема очистки жидкости на участке мойки автомобилей (рис. 1).

Предложенная схема очистки жидкости на посту мойки автомобилей работает следующим образом.

Жидкость после мойки автомобилей стекает в приямок, где с помощью металлической решетки 2 очищается от крупных механических примесей. Насос 3 подает загрязненную жидкость с приямка в первичный отстойник 4. Откуда потом насосом 5 подается на бескамерную фильтровальную установку 6 для очистки жидкости от механических примесей. Жидкость, проходя через фильтровальную перегородку, очищается и попадает в отделение для сбора очищенной жидкости, откуда насосом 7 подается на маслоотделитель 8 для очистки жидкости от масла. Из маслоотделителя очищенная техническая вода подается в резервуар 9. Техническую воду подают на пост мойки автомобилей с помощью насоса 10 по трубопроводу 11 или на дополнительную очистку для использования водных сред в других целях. Жидкость, которая не прошла очистку через фильтровальную перегородку, сбрасывается в отделение для сбора загрязненной жидкости, откуда поступает в первичный отстойник 4. Отделенное масло и нефтепродукты сливают в емкость 12.

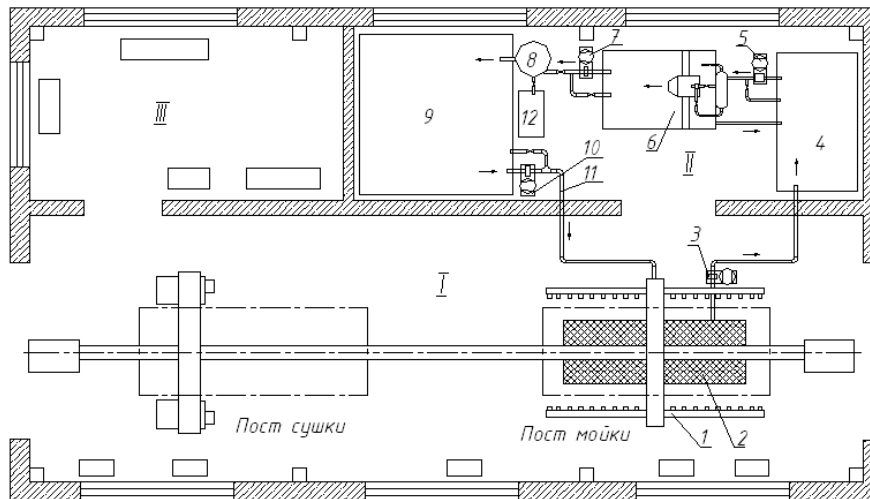


Рисунок 1 – Компоновочная схема очистки жидкости на участке мойки легковых автомобилей: I – линия мойки легковых автомобилей; II – помещение очистки и регенерации водных сред; III – кладовая; 1 – моечная установка; 2 – металлическая решетка; 3, 5, 7, 10 – насос; 4 – первичный отстойник; 6 – бескамерная фильтровальная установка; 8 – маслоотделитель непрерывного действия; 9 – резервуар для сбора очищенной технической воды; 11 – трубопроводы; 12 – емкость для сбора масла и нефтепродуктов

Основным оборудованием системы является бескамерная фильтровальная установка и маслоотделитель непрерывного действия. Фильтровальная установка (рис. 2) используется для очистки сточных вод от механических примесей [3]. Применение разнообразного материала фильтровального полотна в виде бесконечной ленты, делает бескамерную фильтровальную установку непрерывнодействующей и эффективной в процессе ее эксплуатации.

Фильтровальная установка работает таким образом. Жидкость насосом 4 по трубопроводу 5 подается в ресивер 6. Ресивер необходим для выравнивания давления в

системе. Из ресивера 6 через вентиль 7 и форсунку 10, через вентиль 8 и тангенциально врезанный патрубок 9 жидкость подается на фильтровальное полотно 11. В процессе фильтрования жидкость, проходя через фильтр, очищается от механических примесей и поступает в камеру для очищенной жидкости, а оттуда на повторное использование (мойку автомобилей). Остальной объем жидкости сливается в камеру 3 для приема жидкости на дополнительную очистку.

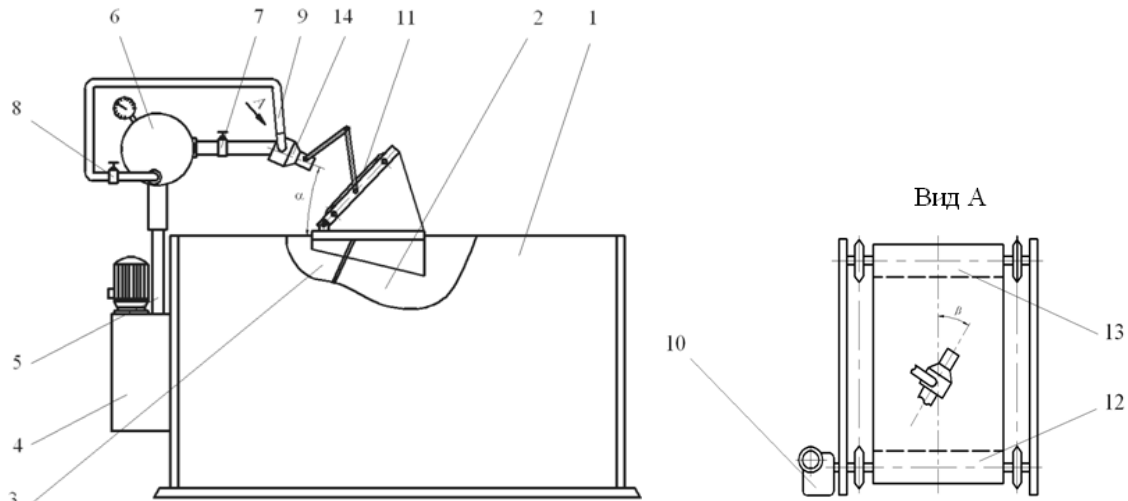


Рисунок 2 – Бескамерная фильтровальная установка: 1 – корпус; 2 – камера для приема очищенной жидкости; 3 – камера для приема жидкости на дополнительную очистку; 4 – насос; 5 – трубопровод; 6 – ресивер; 7 и 8 – вентиль; 9 – тангенциально врезанный патрубок; 10 – форсунка; 11 – фильтровальное полотно; 12 – мотор-редуктор; 12 и 13 – ведущий и ведомый барабаны

Маслоотделитель непрерывного действия (рис. 3) используется для очистки жидкостей от масел и масляных производных [4]. В отличие от стандартного оборудования имеет простую конструкцию и большую производительность.

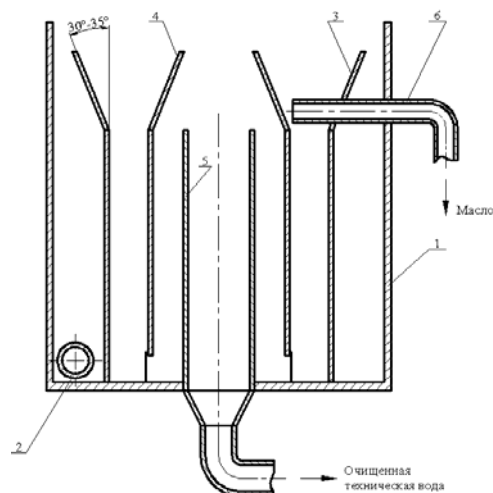


Рисунок 3 – Маслоотделитель непрерывного действия: 1 – корпус; 2 – тангенциально врезанный патрубок; 3 – переливной цилиндр; 4 – накопитель очищенной технической воды; 5 – сливной патрубок; 6 – патрубок для отвода масла

Результаты исследований. Проведенные экспериментальные исследования показали, что предложенная схема очистки сточных вод с использованием бескамерного фильтрования имеет большую производительность, чем схема с классическим фильтрованием (рис. 4).

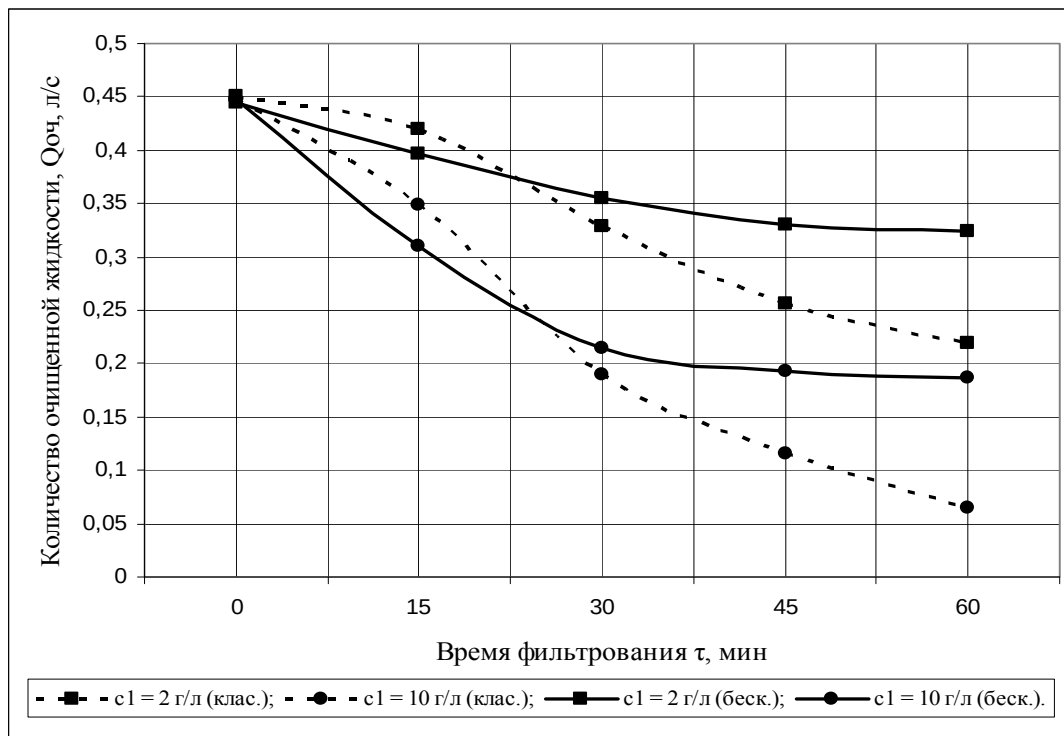


Рисунок 4 – Зависимость количества очищенной жидкости от времени фильтрования при использовании классической и бескамерной схем

Количество очищенной жидкости при использовании классической схемы фильтрования (подача загрязненной жидкости в нагнетательную камеру) уменьшается с течением времени в зависимости от степени загрязнения жидкости. Это объясняется тем, что в процессе работы на фильтровальной перегородке постепенно увеличивается слой осадка механических примесей. В верхней камере при этом повышается давление, в результате чего образуются местные порывы фильтровального материала с последующим выходом его из строя.

При использовании новой технологии фильтрования (бескамерное фильтрование с использованием свободной струи жидкости) расход очищенной жидкости остается стабильным. Это достигается за счет того что, более плотные частицы загрязнений, находящиеся в струе жидкости, под воздействием тангенциальной составляющей скорости размещаются по периферии струи при этом не оказывая сопротивления прохождению основной массы жидкости через фильтровальную перегородку. А также частицы загрязнений, которые остаются на фильтровальной перегородке, частично смываются объемом жидкости не прошедшим через перегородку.

С помощью данной схемы рекомендуется очищать водные технологические среды от механических примесей и масел, при этом обеспечивается их повторное использование в процессе мойки автомобилей.

Выводы. 1. Рассмотрено состояние водных технологических сред эксплуатирующие на автотранспортных предприятиях. Исследования показали, что наиболее перспективным является рециркуляционная очистка воды в системах оборотного водоснабжения автомобильных моек.

2. Предложена компоновочная схема очистки водных технологических сред с бескамерным фильтрованием, эффективная и несложная, которая обеспечивает снижение потребления водных ресурсов на 70-85%.

Список литературы: 1. Коробочка О. М. Основы розрахунків, проектування і експлуатації технологічного обладнання для автомобільного транспорту / О. М. Коробочка, Е. С. Скорняков, О. О. Сасов — Дніпродзержинськ: 2009. — 253 с. 2. Марков О. Д. Організація автосервісу / О. Д. Марков — Львів: Оріяна — нова, 2008. — 233 с. 3. Пат. 39634 Украина, МПК В 01 D 33/00. Установка для фильтрования жидкости / Л. А. Олейник, В. С. Аверьянов, А. Н. Коробочка; заявитель и патентообладатель Днепродзержинский государственный технический университет. — №200809557; заявл. 21.07.2008; выд. 10.03.2009 г., Бюл. №5. 4. Пат. 13922 Украина, МПК C02F 1/40. Маслоотделитель непрерывного действия / А. Н. Коробочка, А. Н. Венжега, Е. А. Брылев; заявитель и патентообладатель Днепродзержинский государственный технический университет. — №200510774; заявл. 14.11.2005; выд. 17.04.2006 г., Бюл. №4.

Надійшла до редколегії 17.03.2014

УДК.628.32

Ресурсосберегающие технологии при использовании водных сред в условиях автомобильного транспорта / В. С. Аверьянов, Е. А. Левчук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. — Х. : НТУ «ХПІ», 2014. — № 8 (1051). — С. 67-72. — Бібліогр.: 4 назв. — ISSN 2078-6840.

Проведений аналіз характеристики забруднення стічних вод після миття автомобілів на автотранспортних підприємствах і запропонована схема рециркуляції технологічних водних середовищ, яка дозволяє раціонально використати водні ресурси і зменшити викиди в оточуюче середовище. Проведені експериментальні дослідження класичної і безкамерної схем фільтрування.

Ключові слова: миття автомобілів, очищення, стічні води, рециркуляція, безкамерне фільтрування.

Resursosberagayuschie technologies when use the water ambiances in condition of the car transport / V. C. Averyanov, E. A. Levchyk // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. — Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. — № 8 (1051). — P. 67-72. — Bibliogr.: 4. — ISSN 2078-6840.

The analysis of description of contamination of sewages is produced after washing of cars on motor transport enterprises and the chart of retsirkulyatsii technological water environments, which allows rationally to use water resources and decrease the troop landings in surrounding an environment, is offered. Experimental researches of classic are conducted and beskamernoy charts of filtration.

Keywords: washing of cars, cleaning, sewages, retsirkulyatsiya, beskamernoe filtration.

УДК 629.3

І. М. БАРАННИК, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харків

ЗНИЖЕННЯ РІВНІВ ВІБРОПРИСКОРЕНЬ АВТОМОБІЛЯ ШЛЯХОМ ЗМІНИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ШИН

Наведено результати математичної обробки виміряних в умовах дорожніх випробувань вертикальних прискорень на сидінні водія при різних типах газового наповнювача і тиску у шині. Розглянуто вплив експлуатаційних параметрів автомобільної шини на прискорення підресореної і непідресореної мас автомобіля. Проаналізовано залежність спектрів віброприскорень автомобільної шини та автомобіля в цілому від типу газового наповнювача, коефіцієнту профільності шини, швидкості руху автомобіля та якості дорожнього покриття.

Ключові слова: автомобільна шина, експлуатаційні параметри, вібрація, газовий наповнювач.

Вступ. Сучасний етап розвитку автомобільної техніки характеризується тим, що рівні вібрації та шуму, які обумовлені взаємодією пневматичних шин з мікропрофілем дорожнього полотна, стають сумірними з вібрацією та шумом від головних їхніх джерел – двигуна і трансмісії. Вібраційні процеси зменшують довговічність та надійність механізмів і систем автомобіля, погіршують якість їх роботи, негативно впливають на людину і вантаж. При русі автомобіля через нерівності, колеса надаються прискорення тим більші, чим більше розміри нерівностей і вище швидкість руху автомобіля. Основними пристроями, що зводять коливання та вібрації до прийняттого рівня і захищають автомобіль, водія та пасажирів від динамічних впливів дороги, є підвіска та шини. При цьому шина, як один з елементів, що передає виникаючі у результаті взаємодії колеса з нерівностями дороги вібрації, в залежності від експлуатаційних і конструктивних факторів та умов збудження вібрації, може або їх істотно послабляти, або навіть залишати без суттєвої зміни.

Аналіз публікацій. Проблемою вібраційних характеристик транспортних засобів займалися, зокрема, М.Д. Гуділін [2], В.І. Кнороз [3], П.П. Лукін Я.М. [4] Певзнер, Р.В [5]. Ротенберг [6], А.А. Хачатуров [7]. В їх роботах порушені питання покращення плавності ходу автомобіля, розроблені математичні моделі коливальних систем, проаналізовані параметри, що впливають на вібраційні характеристики шин, і шляхи їх узгодження з елементами підвіски. Із проведених ними досліджень, зокрема, слідує, що за інтенсивністю вібрацій на елементах автомобіля домінує вертикальна компонента. В той же час згідно до діючих на теренах України нормативних документів, які мають безпосереднє відношення до вібраційної безпеки людини на транспорті, найбільш шкідливими для здоров'я є саме спрямовані вздовж вертикальної осі її тіла вібрації імпульсної дії. У стандартах ДСТУ ISO 10326.1-2005 і ДСТУ ГОСТ 12.01.012-2008 визначено ступінь комфорту водія та пасажирів автомобіля у залежності як від середньоквадратичних значень прискорень, так і амплітудно-частотних характеристик відповідних вібрацій [1,8-9].

Проте в існуючій на сьогодні літературі недостатньо уваги приділено питанню впливу експлуатаційних характеристик шин на вібраційну безпеку водія й пасажирів. Ці питання і були покладені в основу досліджень.

Мета і завдання дослідження. Зниження рівня віброприскорень підресореної та непідресореної мас автомобіля за рахунок зміни експлуатаційних параметрів шини та її типорозміру, що дозволяє підвищити віробезпеку водія та пасажирів.

Задачі дослідження:

© І. М. Баранник, 2014

1. Експериментальні дослідження з визначення вертикальних середньоквадратичних прискорень в залежності від параметрів шини та умов експлуатації;

2. Аналіз умов експлуатації та визначення впливу експлуатаційних параметрів автомобільної шини, а також її типорозміру на рівень і частотні характеристики вібронавантаження автомобіля, вібробезпеку водія і пасажирів;

Експериментальні дослідження. Наведемо результати математичної обробки вимірювань в умовах дорожніх випробувань вертикальних прискорень на сидінні водія при різних типах газового наповнювача і тиску у шині. Максимальні значення цих прискорень, як одного з параметрів при оцінці вібробезпеки водія, при русі автомобіля зі швидкістю 60 км/год з повітряним наповнювачем та сумішшю типу «віддувка» зображені на рис. 1.

Як видно з представленого рисунка, зі зменшенням тиску спостерігається зменшення максимальних значень прискорень. При цьому, неон-гелієва суміш дає прискорення, які близько на 10 % менші від прискорень у випадку класичного наповнювача.

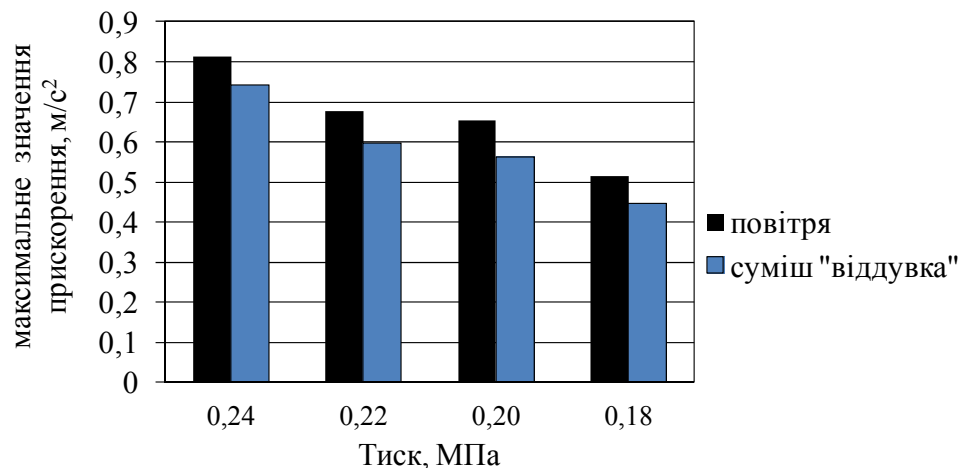


Рисунок 1 – Пікові значення прискорень підресореної маси автомобіля

Розглянемо вплив експлуатаційних параметрів автомобільної шини на прискорення підресореної і непідресореної мас автомобіля згідно до наведеної у стандарті ДСТУ ISO 2631.1-2004 методики. Дорожні випробування проводилися у відповідності з вимогами ДСТУ 2942-94 на асфальтобетонних покриттях з параметрами IRI 2-4 й IRI 6-8 м/км. Були використані шини 225/50R17 і 225/60R17, як при різних наповнювачах (повітря, гелій, аргон, азот і суміш «віддувка»), так і при різних значеннях тиску (від 0,18 до 0,24 МПа з шагом у 0,2 МПа). Результати обчислення середньоквадратичних значень вертикальних прискорень непідресореної та підресореної мас легкового автомобіля Honda при різних експлуатаційних параметрах наведені на рис. 2 та рис. 3.

Аналіз зображеного на рис. 2 та 3 графічного матеріалу свідчить, що зі збільшенням як швидкості руху автомобіля, так і тиску в шині, зростають і прискорення. Причому зв'язок прискорення зі швидкістю має практично лінійний характер. Середньоквадратичні значення вертикальних прискорень для прийнятих значень тиску досить близькі між собою. Погіршення якості дорожнього покриття з

IRI=2-4 м/км до 6-8 м/км може викликати майже двократне зростання прискорень на сидінні водія.

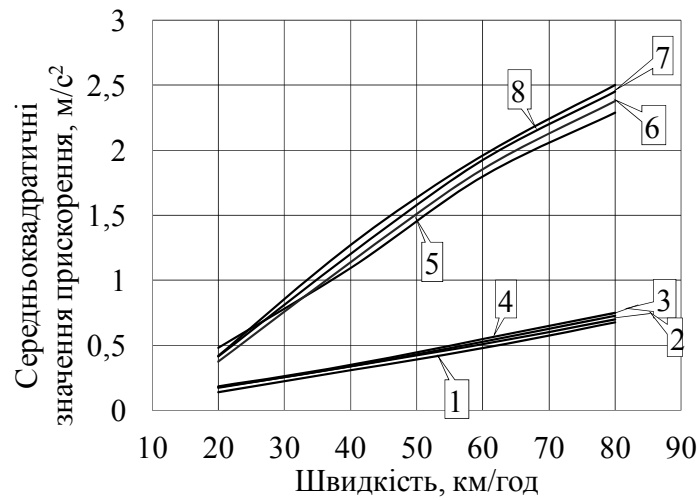


Рисунок 2 – Середньоквадратичні прискорення невідпружованої маси автомобіля Honda: IRI=2-4 м/км: крива 1 – $p=0,18$ МПа; крива 2 – $p=0,20$ МПа; крива 3 – $p=0,22$ МПа; крива 4 – $p=0,24$ МПа; IRI=6-8 м/км: крива 5 – $p=0,18$ МПа; крива 6 – $p=0,20$ МПа; крива 7 – $p=0,22$ МПа; крива 8 – $p=0,24$ МПа

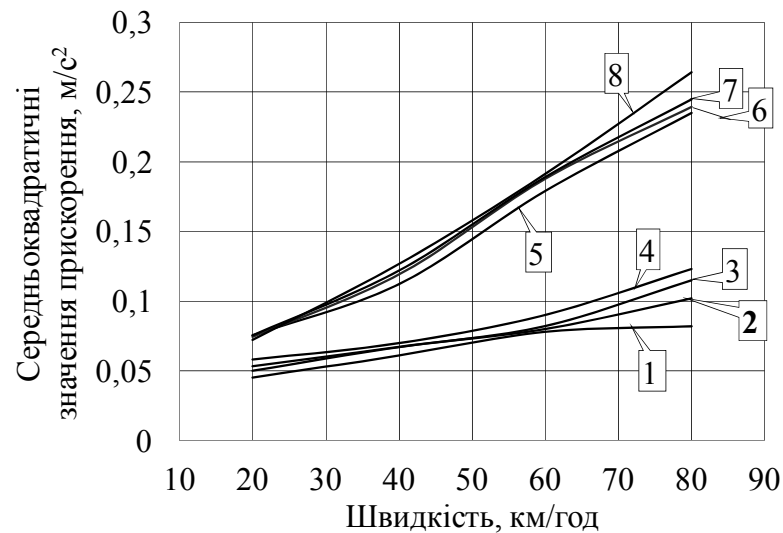


Рисунок 3 – Середньоквадратичні прискорення відпружованої маси автомобіля Honda: IRI=2-4 м/км: крива 1 – $p=0,18$ МПа; крива 2 – $p=0,20$ МПа; крива 3 – $p=0,22$ МПа; крива 4 – $p=0,24$ МПа; IRI=6-8 м/км: крива 5 – $p=0,18$ МПа; крива 6 – $p=0,20$ МПа; крива 7 – $p=0,22$ МПа; крива 8 – $p=0,24$ МПа

На рис. 4 представлені результати аналізу впливу коефіцієнту профільності шини (відношення висоти її профілю H до ширини B) на середньоквадратичні прискорення підресореної маси. У якості вихідних даних виступали виміряні у процесі дорожніх випробувань прискорення.

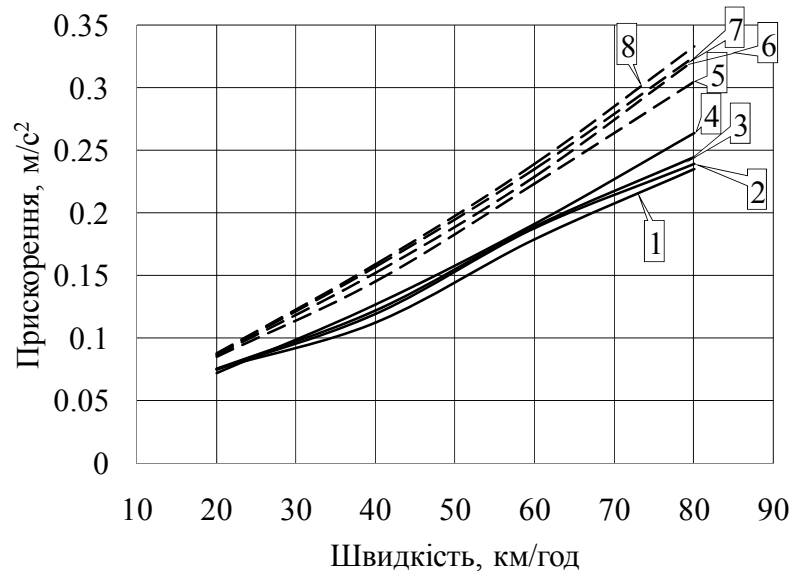


Рисунок 4 – Середньоквадратичні прискорення підресореної маси автомобіля Honda: $H/B=0,6$: крива 1 – $p=0,18$ МПа; крива 2 – $p=0,20$ МПа; крива 3 – $p=0,22$ МПа; крива 4 – $p=0,24$ МПа
 $H/B=0,5$: крива 5 – $p=0,18$ МПа; крива 6 – $p=0,20$ МПа; крива 7 – $p=0,22$ МПа; крива 8 – $p=0,24$ МПа

Із рис. 4 можна зробити висновок, що низькопрофільні шини з $H/B=0,5$, які хоча й забезпечують кращі показники стійкості і керованості автомобіля у порівнянні зі звичайними ($H/B=0,6$), але при цьому, з точки зору комфорту, на дорожньому покритті з $IRI=6-8$ м/км призводять до потрапляння у зону легкого дискомфорту (згідно до визначених ДСТУ ISO 10326.1-2005 критеріїв) при швидкостях руху, більших від 75 км/год. Шини з відношенням $H/B=0,6$ у середньому дають на 20 % менші значення середньоквадратичного прискорення від шин з $H/B=0,5$.

Висновки. Проведені експериментальні дослідження дозволяють стверджувати:

- збільшення швидкості руху автомобіля з 20 до 80 км/год призводить до збільшення рівня прискорень невідресореної маси на $0,5...1,8$ м/с², а підресореної – на $0,02...0,08$ м/с²;
- асфальтобетонне покриття з параметром IRI 6...8 м/км обумовлює зростання прискорень у порівнянні з покриттям IRI 2...4 м/км на $0,3...1$ м/с² для невідресореної маси і на $0,05...0,08$ м/с² для підресореної;
- зменшення тиску газового наповнювача шини в експлуатаційних нормах призводить до зменшення вертикальних прискорень у середньому на 10...15 %;

- зменшення висоти профілю шини на 10 % (15...20 мм) спричиняє збільшення прискорення невідпружованої маси на $0,25...1,5 \text{ м/с}^2$, відпружованої – на $0,02...0,07 \text{ м/с}^2$;
- найменші прискорення спостерігаються у випадку неоно-гелієвої суміші типу «віддувка» у якості наповнювача шини, які у порівнянні з повітряним наповнювачем менші близько на 15 %.

Список літератури: 1. ДСТУ ГОСТ 12.1.012 – 2008 Загальні вимоги. Вібраційна безпека. - Введ. 2008-10-20. - 21 с. - (Система стандартів безпеки праці). 2. Гудилин Н. Д. Исследование прохождения вибрации, вызванной системой "шина – дорога", через подвеску автомобиля: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Николай Дмитриевич Гудилин. – М., 1981. – 20 с. 3. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины / В. И. Кнороз. – М.: Транспорт, 1978. – 238 с. 4. Лукин П. П., Конструирование и расчет автомобиля/ Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. – Москва «Машиностроение», 1984 г. 5. Певзнер Я. М. Об уровне вибрации автомобилей с шинами различных типов / Я. М. Певзнер, А. Е. Плетьев, А. А. Тихонов // Автомобильная промышленность. – 1966. – № 6. – С. 15–19. 6. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля / Р. В. Ротенберг. – М., Машиностроение, 1972. 7. Хачатуров А. А. Динамика системы «дорога–шина–автомобиль–водитель» / Под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с. 8. Охрана труда: Справочник/ сост проф Э. А. Арустамов. — М.: Издательско-торговая корпорация «Дашков и К», 2008 г. 9. Фролов А. В. Безопасность жизнедеятельности. Охрана труда// А. В. Фролов, Т. Н. Бакаева; под общ. ред. А. В. Фролова. – Изд. -2-е, Ростов н/Д.: Феникс, 2008 г

Надійшла до редколегії 02.03.2014

УДК 629.3

Зниження рівнів віброприскорень автомобіля шляхом зміни експлуатаційних параметрів шин / І. М. Баранник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 73-77. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-6840.

Проанализирована зависимость спектров виброускорений автомобильной шины и автомобиля в целом от типа газового наполнителя, коэффициента профильности шины, скорости движения автомобиля и качества дорожного покрытия.

Ключевые слова: автомобильная шина, эксплуатационные параметры, вибрация, газовый наполнитель.

Decreasing of vehicle vibroacceleration level by means of tyres operational parameters changing / I. M. Barannik // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 73-77. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-6840.

Dependence of ranges of vibration accelerations of a car tire and the car as a whole from type of a gas filling agent, to coefficient of a profil of the tyre, speed of movement of the car and quality of a road carpet is analysed.

Keywords: automobile tyre, operational parameters, vibration, gas filler.

УДК 53.072.127

А. В. ІЛЬЧЕНКО, канд. техн. наук, доц., Житомирський державний технологічний університет;

В. Ю. БАЛЮК, аспірант Житомирський державний технологічний університет;

Ю. В. ТРОСТЕНЮК, аспірант Житомирський державний технологічний університет

СПОСІБ УДОСКОНАЛЕННЯ ФІЛЬТРА-НЕЙТРАЛІЗАТОРА ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДИЗЕЛЯ ЗА ДОПОМОГОЮ ВІДЦЕНТРОВО- СТРУМЕНЕВОГО ЗАВИХРУВАЧА

Проведено газодинамічний аналіз прототипу фільтра-нейтралізатора відпрацьованих газів дизельного двигуна внутрішнього згорання, визначено показники підвищення ефективності відносно початкової конструкції фільтра. Описано конструкцію запропонованого відцентрово-струменевого завихрувача ВГ у фільтрі-нейтралізаторі. Описано розрахункову модель прототипу системи очищення ВГ автомобіля з дизельним ДВЗ. Доведено раціональність застосування відцентрово-струменевого завихрувача у фільтрах, які використовуються на багатьох сучасних автомобілях з дизельними ДВЗ.

Ключові слова: відпрацьовані гази, фільтр-нейтралізатор, завихрувач, комп'ютерне моделювання.

Вступ. Проведені дослідження присвячені рішенням проблем одного зі шляхів зниження викидів сажі у відпрацьованих газах (ВГ) дизельними поршневими двигунами внутрішнього згорання (ДВЗ), а саме каталітичного очищення у фільтрі-нейтралізаторі з використанням завихрувача потоку ВГ для розподілення їх по об'єму фільтруючого елемента.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз літературних джерел [1-3] показав, що для підвищення якості очищення та збільшення строку служби фільтрів-нейтралізаторів дизелів до їх технічного обслуговування широко використовуються різного роду завихрувачі потоку ВГ. Основною задачею даного елемента є рівномірний розподіл ВГ на фільтруючі поверхні пористого матеріалу. В той же час наявність завихрувача у випускній системі в будь-якому разі призводить до збільшення її загального гідравлічного опору потоку ВГ. В [4-5] приведено результати оцінки способів підвищення ефективності фільтрів-нейтралізаторів за допомогою завихрувачів, описаних в [1] та [6]. Відповідно результатам цих досліджень застосування завихрувача, описаного в [6], є більш ефективним та дозволяє досягти розподілу ВГ на 98% площі вхідного торця фільтруючого елемента. При цьому гідравлічний опір фільтра-нейтралізатора складе 1361 Па. Варто зазначити, що показники початкової конструкції фільтра-нейтралізатора, яка дослужувалася в [4-5], відповідно складають 46% та 591 Па.

Постановка задачі. Провести моделювання роботи прототипу системи очищення ВГ для автомобіля з дизельним ДВЗ в CFD-Комплексі COSMOSFloWorks, визначити параметри його роботи при різних варіантах конструкції відцентрово-струменевого завихрувача, визначити показники підвищення ефективності відносно початкової конструкції фільтра, зробити висновки щодо подальшого удосконалення фільтра-нейтралізатора ВГ із відцентрово-струменевим завихрувачем.

Матеріали та результати дослідження. За основу конструкції прототипу було взято існуючий фільтр-нейтралізатор, який використовується на багатьох сучасних автомобілях з дизельними ДВЗ, зокрема таких, як FIAT DOBLO, VOLKSWAGEN CADDY тощо. Для досягнення найкращого розподілу ВГ по об'єму фільтруючого

© А. В. Ільченко, В. Ю. Балюк, Ю. В. Тростенюк, 2014

матеріалу з відносно невеликим збільшенням загального гідравлічного опору фільтра-нейтралізатора пропонується встановлювати завихрувач не у вхідному патрубку, а в корпусі фільтра, де площа поперечного перерізу більша, а тиск ВГ менший. Для створення турбулентного потоку при розподілі ВГ пропонується використати завихрувач на основі відцентрово-струменевої форсунки, описаної в [7].

На рис. 1. представлено загальний вигляд та поздовжній розріз завихрувача із зазначенням основних розмірів, які були обрані за змінні параметри, які впливатимуть на показники ефективності фільтра-нейтралізатора. Завихрувач працює наступним чином. ВГ поступають через тангенціальні та центральний отвори в камеру завихрувача. Тангенціальні отвори спрямовують потоки ВГ вздовж камери завихрувача, які створюють рівномірний кільцевий потік. Останній в свою чергу взаємодіє з центральним суцільним потоком. При цьому створюється рівномірно заповнений факел ВГ, спрямований на фільтруючий елемент.

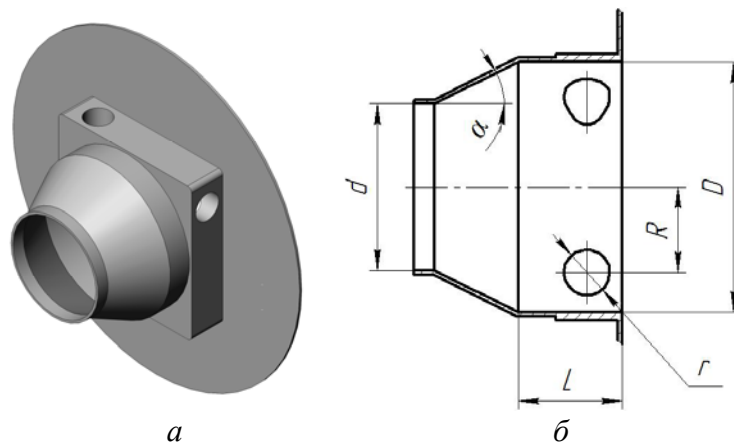


Рисунок 1 – Відцентрово-струменевого завихрувача: *а* – загальний вигляд; *б* – поздовжній розріз

На рис. 2 представлена розрахункова модель прототипу фільтра-нейтралізатора ВГ автомобіля з дизельним ДВЗ з відображеними граничними й початковими умовами. Варто зазначити, що встановлення завихрувача в корпусі фільтра-нейтралізатора вимагає подовження корпусу останнього. Тому для визначення ефективності застосування відцентрово-струменевого завихрувача розглядається саме така конфігурація корпусу фільтра. Для порівняння були отримані результати моделювання роботи фільтра з подовженим корпусом та без завихрувача. Додатково слід зазначити наступні умови розрахункової моделі:

- параметри матеріалу корпусу та завихрувача – нержавіюча сталь;
- параметри ВГ відповідають [8-9];
- параметри пористості фільтрувального елемента визначені згідно [10].

Основними параметрами для дослідження було обрано:

- 1) відсоткова частка площі вхідного торця фільтруючого елемента, на якому проекція вектора на поздовжню вісь має додатне значення – η , %;
- 2) загальний гідравлічний опір фільтра-нейтралізатора – ΔP , Па.

Оцінка способу удосконалення фільтра-нейтралізатора виконувалася за наступною методикою:

1. Після проведення моделювання роботи прототипу фільтра-нейтралізатора ВГ для кожної конфігурації конструкції було отримано зображення полів проекцій

швидкостей на поздовжню вісь в площині поперечного перерізу на відстані 5 мм до фільтрувального елемента. Всі значення було розбито на 10 діапазонів. 1-ий діапазон відповідав всім від'ємним значенням швидкості. Інші 9 діапазонів розбивали загальний діапазон значень на рівні частини. На рис. 3 представлено зразок одного з отриманих зображень.

2. Визначено площі кожного з полів на кожному із зображень.

3. Отримані показники суми полів проекцій швидкостей із додатковим значенням на поздовжню вісь в площині поперечного перерізу на відстані 5 мм до фільтрувального елемента та загального гідравлічного опору фільтра занесені до протоколу.

4. Складено порівняльну таблицю, в якій зведено змінні параметри завихрувача та показники параметрів дослідження (табл. 1).

5. Зроблено висновки з аналізу порівняльної таблиці.

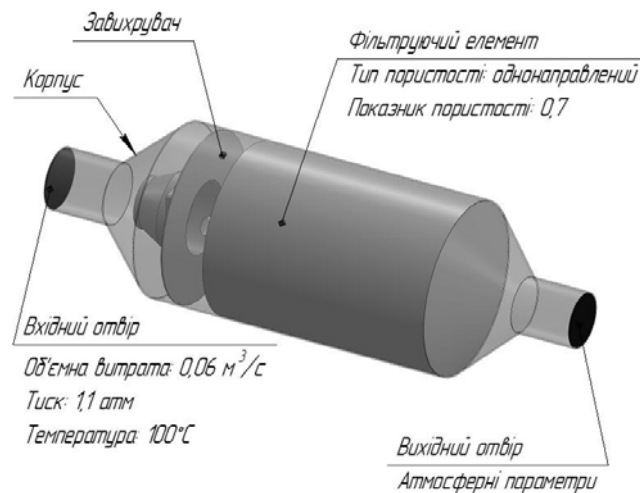


Рисунок 2 – Розрахункова модель системи очищення ВГ для автомобіля з дизельним ДВЗ в CFD-Комплексі COSMOSFloWorks

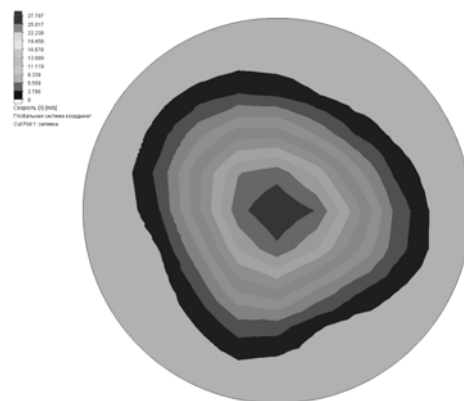


Рисунок 3 – Поля проекцій швидкостей на поздовжню вісь в площині поперечного перерізу на відстані 5 мм до фільтрувального елемента в початковій конструкції фільтра

Таблиця 2 – Основні параметри для оцінки способу удосконалення фільтра-нейтралізатора

ЗМІННІ ПАРАМЕТРИ ЗАВИХРУВАЧА						РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ	
d, мм	D, мм	r, мм	R, мм	α , град	L, мм	ρ , %	ΔP , Па
10	30	11	20,5	45	25	73%	11164
15	30	11	20,5	45	25	80%	2971
20	30	11	20,5	45	25	55%	1059
25	30	11	20,5	45	25	49%	674
30	30	11	20,5	45	25	57%	608
20	20	11	14,5	45	25	46%	1490
20	25	11	19,5	45	25	58%	1050
20	30	11	20,5	45	25	55%	1059
20	35	11	29,5	45	25	96%	1076
20	40	11	34,5	45	25	94%	1084
20	30	9	20,5	45	25	63%	1115
20	30	10	20,5	45	25	56%	1089
20	30	11	20,5	45	25	55%	1059
20	30	12	20,5	45	25	56%	1028
20	30	13	20,5	45	25	57%	996
20	30	11	18,5	45	25	55%	1047
20	30	11	19,5	45	25	56%	1051
20	30	11	20,5	45	25	55%	1059
20	30	11	21,5	45	25	54%	1062
20	30	11	22,5	45	25	50%	1053
20	30	11	20,5	35	25	55%	1060
20	30	11	20,5	40	25	53%	1023
20	30	11	20,5	45	25	55%	1059
20	30	11	20,5	50	25	52%	1032
20	30	11	20,5	55	25	54%	1050
20	30	11	20,5	45	20	52%	1019
20	30	11	20,5	45	22,5	54%	1043
20	30	11	20,5	45	25	55%	1059
20	30	11	20,5	45	27,5	54%	1020
20	30	11	20,5	45	30	55%	1056
Без завихрувача						53%	611

Проаналізувавши, представлені вище результати, можна дійти висновку, що оптимальною конфігурацією досліджуваного завихрувача, для удосконалення фільтра-нейтралізатора, який використовується на багатьох сучасних автомобілях з дизельним ДВЗ, є конфігурація з такими параметрами $d = 20$ мм, $D = 35$ мм, $r = 11$ мм, $R = 29,5$ мм, $\alpha = 45^\circ$, $L = 25$ мм. При застосуванні завихрувача даної конфігурації площа розподілу ВГ збільшується на 82% при збільшенні гідравлічного опору на 465 Па відносно показників фільтра-нейтралізатора без завихрувача. Отже можна стверджувати, що відцентрово-струменевий завихрувач є більш ефективним за лопатний, який досліджувався в [5].

Підводячи підсумки аналізу отриманих результатів дослідження, можна сказати, що застосування завихрувача дає змогу значно покращити показники очистки ВГ у фільтрах, які використовуються на багатьох сучасних автомобілях з дизельними ДВЗ. В той же час розрахунок та підбір параметрів завихрувача має проводитися для кожного окремого фільтра. Подальші дослідження мають бути спрямовані на визначення показників ефективності фільтра-нейтралізатора в залежності від взаємодії всіх змінних параметрів завихрувача, оскільки на даному етапі розглядаються лише одиничні зміни кожного з них.

Висновки. 1. Проведено аналіз літературних джерел, в яких описується удосконалення фільтрів-нейтралізаторів ВГ дизелів шляхом розподілу потоку ВГ по площі фільтрувального елементу.

2. Описано конструкцію запропонованого відцентрово-струменевого завихрувача ВГ у фільтрі-нейтралізаторі.

3. Описано розрахункову модель прототипу системи очищення ВГ автомобіля з дизельним ДВЗ з відображеними граничними й початковими умовами, створену у CFD-комплексі COSMOSFloWorks.

4. Доведено раціональність застосування відцентрово-струменевого завихрувача у фільтрах, які використовуються на багатьох сучасних автомобілях з дизельними ДВЗ, з наступними параметрами: висота гвинтової частини $d = 20$ мм, $D = 35$ мм, $r = 11$ мм, $R = 29,5$ мм, $\alpha = 45^\circ$, $L = 25$ мм.

Список літератури: 1. Нейтралізатор отработавших газов для дизеля : пат. 2280177 Рос. Федерация : МПК F01N3/035 / Поливаев О.И., Байбарин В.А., Божко А.В., Можейко А.В. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Воронежский государственный аграрный университет имени К.Д. Глинки" – 2005105377/06 ; заявл. 24.02.2005 ; опубл. 20.07.2006 – 4 с. : ил. 2. Нейтралізатор отработавших газов : пат. 2175391 Рос. Федерация : МПК F01N3/02 / Гордивский В.Н., Шестаков С.В., Залюбовский А.Ф., Медведев Ю.С. ; заявитель и патентообладатель Военный автомобильный институт – 2000100245/06 ; заявл. 05.01.2000 ; опубл. 27.10.2001 – 3 с. : ил. 3. Нейтралізатор отработавших газов : пат. 2433285 Рос. Федерация : МПК F01N3/02 / Носырев Д.Я., Плетнев А.И. ; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Самарский государственный университет путей сообщения" – 2010105462/06 ; заявл. 15.02.2010 ; опубл. 27.03.2011 – 3 с. : ил. 4. Балюк В.Ю. Оцінка

способу удосконалення фільтра-нейтралізатора відпрацьованих газів дизеля / *В.Ю. Балюк, А.В. Ильченко, Ю.В. Тростенюк* // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування – 2013. – № 29 (1002). – С. 79-85. **5.** Балюк В.Ю. Анализ эффективности способов усовершенствования фильтра-нейтрализатора отработавших газов дизеля / *В.Ю. Балюк, А.В. Ильченко, Ю.В. Тростенюк* // Вісник СевНТУ. – 2013 - №143 – С. 62-65. **6.** Завихритель потока : пат 2323386 Рос. Федерация : F23D14/24 / Маркова Т.В., Тишин А.П. ; заявитель и патентообладатель Тишин А.П. 2006128198/06 ; заявл. 03.08.2006 ; опубл. 27.04.2008 – 2 с. : ил. **7.** А.с. 2271872 РФ, МПК B05B1/34. Центробежно-струйная форсунка / *Ибрагимов И.Г., Туманова Е.Ю* (РФ). – № 2004119943/12; заявл. 29.06.2004 ; опубл. 20.03.2006. **8.** *Носырев Д. Я., Просвилов Ю. Е., Росляков А. Д., Фролов С. Г.* Методические указания к выполнению курсовой работы №1 по дисциплине "Локомотивы (общий курс)." – Самара : СамИИТ, 2001. – 24 с. **9.** *Евстигнеев В.В.* Моделирование процессов очистки отработавших газов химических производств и дизельных агрегатов от твердых частиц СВС-фильтрами / *Евстигнеев В.В., Новоселов А.Л., Пролубников В.И., Тубалов Н.П.* // Известия Томского политехнического университета. – 2005. – Т. 308. №1 – С. 138-143. **10.** *Ильченко А.В.* Спосіб визначення гідравлічного опору пористого матеріалу фільтруючого елемента фільтра відпрацьованих газів / *А.В. Ильченко, В.Ю. Балюк* // Автомобильный транспорт. – 2011. – Вып. 29. – С. 148–151. **11.** SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов и др. – СПб. : БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.

Надійшла до редколегії 03.03.2014

УДК 53.072.127

Спосіб удосконалення фільтра-нейтралізатора відпрацьованих газів дизеля за допомогою відцентрово-струменевго завихрувача / А. В. Ильченко, В. Ю. Балюк, Ю. В. Тростенюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 78-83. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.

Проведен газодинамический анализ прототипа фильтра-нейтрализатора отработавших газов дизельного двигателя внутреннего сгорания, определено показатели повышения эффективности относительно начальной конструкции фильтра.

Ключевые слова: отработавшие газы, фильтр-нейтрализатор, завихритель, компьютерное моделирование.

Way of the improvement of the filter-neutralizer gas of diesel exhaust gases by means of center stream swirl / A. V. Ilchenko, V. U. Baluk, U. V. Trostenuk // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 78-83. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.

A gas-dynamic analysis of the filter-neutralizer prototype of diesel exhaust gases was made. Indicators of increasing the efficiency relative to primary design of the filter were defined.

Keyword: exhaust gases, filter-neutralizer, swirl, computer simulation.

УДК 621.43.052

Ю. В. СТОРЧЕУС, канд. техн. наук, доц. СНУ ім.В.Даля, Луганськ

ЗАСТОСУВАННЯ АГРЕГАТИВ КАСКАДНОГО ТЕПЛООБМІНУ ДЛЯ ПОЛІПШЕННЯ ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ У ТРАНСПОРТНИХ СИЛОВИХ УСТАНОВКАХ

Розглянуто шляхи поліпшення енергоспоживання на транспорті. Надано класифікацію агрегатів безпосередньої взаємодії газоповітряних середовищ, які можуть застосовуватись на транспортних установках. Проведено оцінку перспектив поліпшення рівня енергоспоживання на автомобільному промисловому транспорті за рахунок використання агрегатів безпосередньої взаємодії газоповітряних середовищ каскадного типу. Виявлено основні переваги застосування агрегатів на базі каскадних трансформаторів енергії у системах повітропостачання автотракторних двигунів. Вироблено рекомендації із розширення галузі застосування каскадних трансформаторів енергії.

Ключові слова: енергозбереження, транспорт, каскадні трансформатори енергії, обмінник тиску, теплообмін, повітропостачання.

Вступ. За сучасних умов Україна відноситься до енергодефіцитних країн, яка задовольняє свої потреби в енергетичних ресурсах за рахунок власного виробництва менше ніж на 50% (у тому числі по споживанню імпортованого природного газу на душу населення займає перше місце в світі). Поряд із цим ефективність використання паливно-енергетичних ресурсів в економіці країни низька, енергоемність валового внутрішнього продукту в два рази вища за енергоемність промислово розвинених країн світу [1].

Як видно із даних Держкомстату України [2], обсяг вантажних перевезень транспортним комплексом України з 2000 року має досить сталий характер, при збільшенні перевезень автомобільним та залізничним транспортом. Загальна потреба транспортного комплексу у світлих нафтопродуктах знизилась з 15 млн.т. нафтового еквіваленту у 2008 році до 11,6 млн.т. у 2012 році, що у процентному відношенні складає 93% загального обсягу споживання енергії на транспорті.

Аналіз основних досягнень і літератури. Серед пріоритетних напрямків енергозбереження на транспорті є «використання сучасних економічних двигунів, високоефективних моторних палив та їх альтернативних видів, удосконалення системи транспортних потоків і зниження негативного впливу на довкілля» [1]. Стосовно автомобільного та залізничного транспорту на першому місці стоїть впровадження більш економічних двигунів, у тому числі з турбонаддувом для зниження витрат пального до 5%, використання альтернативних палив та запровадження раціональних схем опалення.

Можливість поліпшення експлуатаційних показників автомобільних дизелів застосуванням газотурбінного наддуву значною мірою обмежується проблемами, пов'язаними з підвищенням температури повітряного заряду в циліндрах і незадовільною якістю повітропостачання на нерозрахованих режимах. Особливо помітно відзначені недоліки проявляються при експлуатації двигуна в умовах жаркого клімату. Висока температура навколишнього середовища обумовлює падіння потужності установки через обмеження циклової подачі палива через зниження щільності повітря і неприпустимості перевищення максимальної температури циклу, меж термонапруженості матеріалів турбіни й циліндропоршневої групи. При цьому зменшення відносини граничних температур термодинамічного циклу визначає зниження ККД установки в середньому на 6.3 % на кожні 10 К підвищення

© Ю. В. Сторчеус, 2014

температури повітря на вході в турбокомпресор.

За останні роки на кафедрі ДВЗ СХУ ім.В.Даля створено новий клас теплоенергетичних машин, що використовують принцип безпосередньої взаємодії газоповітряних середовищ (рис.1) – каскадні трансформатори енергії (КТЕ) двох типів: компресори каскадно-теплого стиску (КТС) [3, 4] і каскадні обмінники тиску (КОТ) [5, 6, 7].

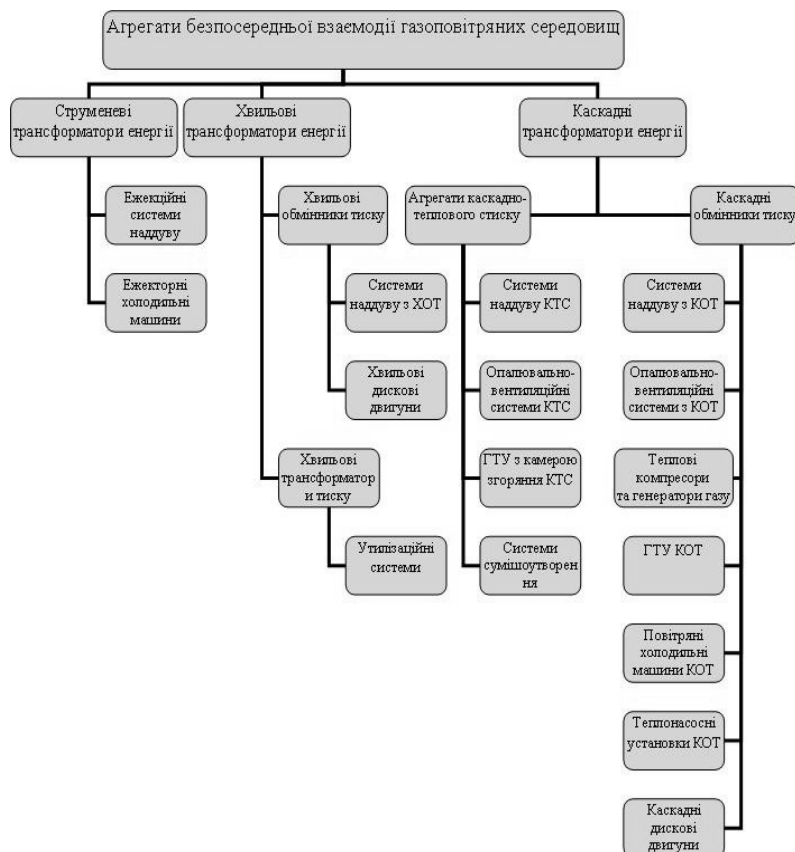


Рисунок 1 – Класифікація агрегатів безпосередньої взаємодії газоповітряних середовищ

Каскадні трансформатори енергії, що реалізують поетапний стиск робочого тіла в напорообмінних каналах, являють собою новий різновид обмінників тиску, апробованих у системах наддуву ДВЗ [4, 7]. Стиск повітря в КОТ як і у хвильовому обміннику тиску (ХОТ) здійснюється в результаті безпосереднього контакту зі стискаючими газами, однак з істотною відмінністю організації робочого процесу. Докладно принцип дії КОТ описано у роботах [3, 6].

З погляду енергетичної досконалості робочий процес КОТ становить більший інтерес для створення компресорних агрегатів через значне перевищення витрати стисливого повітря щодо стискаючого середовища, тем більшою мірою, чим вище температура останнього.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є оцінка перспектив поліпшення рівня енергоспоживання на автомобільному промисловому транспорті за рахунок використання агрегатів безпосередньої взаємодії газоповітряних середовищ каскадного типу.

Результати досліджень. Принциповою відмінністю КОТ від відомих хвильових обмінників системи наддуву «Comprex» є суттєво більша енергоефективність обмінних процесів, невисока чутливість показників роботи до відхилення експлуатаційного

режиму від розрахункових умов, відносно невисока частота обертання його ротора. Високий ККД КОТ проявляється в значному перевищенні витрати стисливого повітря щодо стискаючого газу [6].

У сучасному автомобілебудуванні проявляється все більший інтерес до форсування двигунів наддувом за допомогою приводних об'ємних нагнітачів. Переваги механічного наддуву щодо розповсюдженого газотурбінного полягає в практично незмінному тиску наддуву у всьому діапазоні режимів роботи ДВС, у тому числі й в області мінімальних частот обертання колінчатого вала, а також відсутності «провалів» тиску наддуву на перехідних режимах роботи двигуна. Двигуни із приводним об'ємним компресором несприйнятливі до збільшення протитиску випуску, обумовленому, наприклад, установкою нейтралізатора відпрацювавших газів.

Основним недоліком механічного наддуву є підвищена витрата палива двигуном через втрати механічної енергії на привод компресора. Причому зі збільшенням форсування двигуна наддувом частка витрат механічної енергії на привод компресора зростає й при ступені підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_k = 1,8 \dots 2,2$ досягає 20...25% ефективної потужності двигуна. Із цієї причини приводні об'ємні компресори, незважаючи на сприятливі характеристики наддуву, практично не знайшли застосування у двигунах легкових автомобілів, вантажних і дорожньо-будівних машин.

Можливим напрямком зниження витрат механічної енергії на здійснення наддуву є застосування КОТ у якості помножувача витрати повітря, що нагнітається компресором відносно невеликої продуктивності. У якості енергетичного джерела множення витрати наддувочного повітря служить скидна теплота відпрацювавших газів. Такий підхід дозволяє суттєво зменшити розмірність та енерговитратність приводного компресора, зберігаючи сприятливу характеристику механічного наддуву [4, 7].

Принципова схема застосування КОТ у складі комбінованої системи наддуву показана на рис.2.

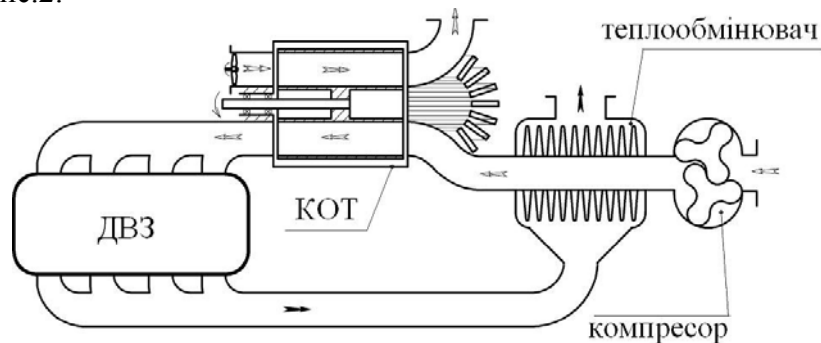


Рисунок 2 – Система наддуву

На прикладі дизеля ГАЗ - 560 розглянемо резерв підвищення паливної економічності двигуна застосуванням комбінованої системи наддуву (КСН) з КОТ у зіставленні із прямим наддувом компресором Lysholm. Узагальнені результати розрахунково-експериментальних досліджень представлені на рис.3.

При здійсненні наддуву комбінованою системою з КОТ імітувалася робота недорозміреного приводного компресора шляхом перепуску надлишкового повітря в атмосферу безпосередньо перед утилізаційним теплообмінником системи. Коефіцієнт зменшення розмірності приводного компресора по витраті повітря, що нагнітається, у розглянутому варіанті конструктивного виконання КСН КОТ, становить 1,65.

Як видно з рис.3 зовнішня швидкісна характеристика наддуву P_{int} двигуна з комбінованою системою наддуву КОТ практично повторює характеристику двигуна із приводним компресором за винятком низьких частот обертання колінчастого валу. Однак крутний момент двигуна з комбінованою системою наддуву КОТ у всьому діапазоні швидкісних режимів на 3...6% перевищує аналогічний показник двигуна з механічним наддувом. Останнє зв'язане зі зниженням на 45...68% потужності привода компресора N_k , що відбирається від колінчастого валу. У свою чергу зниження потужності механічних втрат і збільшення ефективної потужності двигуна з комбінованою системою наддуву КОТ при незмінному положенні органа паливopостачання визначає зниження питомої ефективної витрати палива у середньому на 6%.

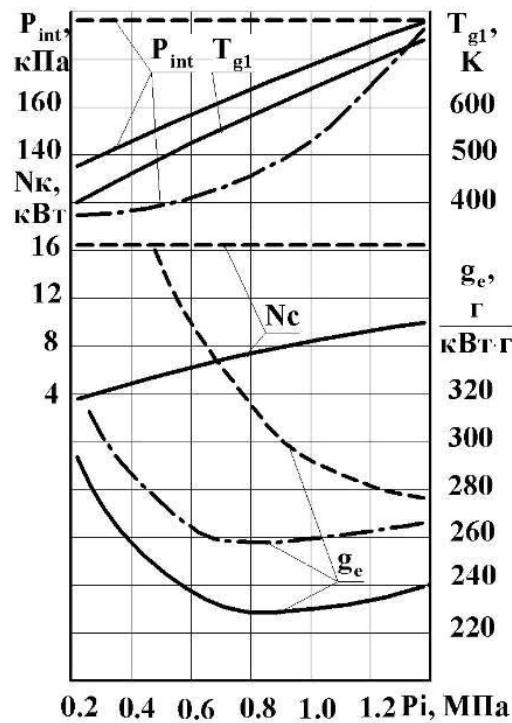


Рисунок 3 – Швидкісна характеристика двигуна з комбінованою системою наддуву

Кількісна оцінка ефективності застосування двигуна оснащеного КСН КОТ у транспортній установці проводилася на підставі порівняльних розрахунків середньоексплуатаційної витрати палива автомобіля ГАЗ - 3110 із двигуном ГАЗ – 560 при експлуатації за Європейським міським циклом. За даними розрахунків, при оснащенні двигуна ГАЗ – 560 КСН КОТ середньоексплуатаційна витрата палива при експлуатації за міським циклом знижується до 7,1 л на 100 км. Для порівняння: середньоексплуатаційна витрата палива становить 9,6 л – при використанні системи механічного наддуву, та 8,2 л – при штатній системі наддуву.

У такий спосіб виявлені переваги комбінованої системи наддуву з КОТ дають підстави припустити перспективність її застосування насамперед у двигунах транспортних установок і дорожньо-будівних машин, що працюють у широкому діапазоні навантажувальних і швидкісних режимів.

Висновки. Застосування принципів каскадної трансформації енергії для організації робочих процесів теплоенергетичних машин компресійної дії розкриває перспективу значного поліпшення техніко-економічних показників транспортних і

енергетичних установок різного призначення. Створені на базі агрегатів КТЕ системи повітропостачання двигунів транспортних установок дозволяють суттєво підвищити паливну економічність відносно механічних систем наддуву та поліпшити пристосовуваність за крутним моментом відносно систем турбонаддуву.

Більш висока паливна економічність двигуна із комбінованою системою наддуву каскадного типу щодо базового двигуна з турбонаддувом пов'язана з утилізацією теплової складової енергії відпрацювавши газів і відсутністю протитиску випуску газів із циліндрів, як у випадку здійснення наддуву за допомогою турбокомпресора.

Список літератури: 1. *Зеркалов Д. В.* Энергозбереження в Україні. [Електронний ресурс] Монографія. – К.: Основа, 2012. – 582 с. 2. *Паливно-енергетичні ресурси України / Статистичний збірник під кер. Піщейка В. О. / Державний комітет статистики України, К.: 2012. – 444 с.* 3. *Крайнюк А. И.* Исследования физической сущности процессов трансформации энергии на принципах каскадно-теплового сжатия: монография / *А. И. Крайнюк, Ю. В. Сторчеус ; [отв. ред. Ю. В. Сторчеус]*. – Луганск : изд-во «Ноулидж», 2012. – 118 с. 4. *Крайнюк А. И.* Системы газодинамического наддува : монография / *А. И. Крайнюк, Ю. В. Сторчеус*. – Луганск: ВУГУ, 2000. – 224 с. 5. *Сторчеус Ю. В.* Научная деятельность кафедры ДВС ВНУ им. В. Даля / *Ю. В. Сторчеус // Двигатели внутреннего сгорания. – Х.: ХПИ, 2011.- № 1. – С. 68-72.* 6. *Сторчеус Ю. В.* Каскадные трансформаторы энергии: монография / *Ю. В. Сторчеус*. – Луганск : изд-во «Ноулидж», 2013. – 200 с. 7. *Волновые обменники давления в системах наддува двигателей внутреннего сгорания: монография / [А. И. Крайнюк, Ю. В. Сторчеус, В. П. Левчук, и др.] ; под ред. Ю. В. Сторчеуса.* – Луганск : изд-во «Ноулидж», 2013. – 155 с.

Надійшла до редколегії 02.03.2014

УДК 621.43.052

Застосування агрегатів каскадного теплообміну для поліпшення енергоспоживання у транспортних силових установках / Ю. В. Сторчеус // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 84-88. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-6840.

Рассмотрены пути улучшения энергопотребления на транспорте. Предоставлена классификация агрегатов непосредственного взаимодействия газовой среды, которые могут применяться в транспортных установках. Выявлены основные преимущества применения агрегатов на базе каскадных трансформаторов энергии в системах воздухопостачання автотракторных двигателей. Представлены рекомендации из расширения области применения каскадных трансформаторов энергии

Ключевые слова: энергосбережение, транспорт, каскадные трансформаторы энергии, обменник давления, теплообмен, воздухопостачання.

Using unit cascade heat exchange for improvement of power consumption in transport power installation / U. V. Storcheus // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 84-88. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-6840.

Ways of improvement of power consumption on transport are considered. Classification of units of direct interaction of air-gas environments which can be applied in transport installations is provided. The main advantages of use of units on the basis of cascade transformers of energy in systems of airsupply of autotractor engines are revealed. Recommendations from expansion of a scope of cascade transformers of energy are submitted

Keywords: energy saving, transport, cascade transformers of energy, pressure exchanger, heat exchange, airsupply.

УДК 629.113

В. Л. ДЕРКАЧ, аспірант, Луцький НТУ

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ПЕРЕДПУСКОВОГО ПІДГРІВУ НА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ДВИГУНА В РЕЖИМІ ХОЛОСТОГО ХОДУ

Пропонується порівняння роботи бензинового двигуна легкового автомобіля з підігрівом і без підігріву. Проведено експериментальні дослідження і встановлено залежність витрати палива і вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах від температурного стану двигуна. Розглянуто концентрацію шкідливих речовин у відпрацьованих газах у автомобіля з електронним впорскуванням при різних температурних режимах. Отримано зменшення вмісту шкідливих речовин при роботі двигуна при використанні передпускового підігріву.

Ключові слова: шкідливі викиди, автомобіль, передпусковий підігрів, газоаналізатор.

Вступ. З розвитком автомобілебудування і покращенням паливних систем, виробники використовують новітні електронні системи впорскування. Саме інжекторна система передбачає контроль шкідливих викидів, момент часу впорскування, паливну економічність, збільшення потужності. Також позитивний ефект на паливну економічність, токсичність та пускові якості автомобільних двигунів в холодну пору року має застосування системи передпускового підігріву [1].

Аналіз основних досліджень і літератури. Вплив великої концентрації шкідливих речовин на забруднення атмосфери, також згубно відображається на здоров'ї людини. До складу вихлопних газів входять: оксиди азоту NO_x , монооксид вуглецю CO , вуглекислий газ CO_2 , азот N_2 , вода у вигляді пари H_2O , кисень O_2 , вуглеводні C_nH_m , альдегіди, сажа C , бензопірен. Вплив усіх шкідливих речовин є токсичним для людини, тому у роботі і порівнюється концентрація вихлопних газів з підігрівом двигуна і без підігріву двигуна. Важливим показником є також температура запалення каталізатора, продуктивність його роботи. Момент початку ефективної роботи каталізатора потребує необхідної температури прогріву системи. Мінімальна температура, необхідна для перетворення каталізатором шкідливих речовин становить 200°C .

Саме розробка, впровадження та використання інжекторних систем та введення нових стандартів по екологічності автомобіля зможе забезпечити зменшення забрудненості навколишнього середовища. На сьогоднішній день для контролю транспортних засобів існують Євро норми, та правила ЄЭК ООН (№ 83)[2], відповідно з якими і виробляють автомобілі. У перші Євро 1 та Євро 2 норми не входив контроль за вмістом шкідливих речовин при холодному пуску, а при введенні норм Євро 3 ці значення вже контролюються.

Мета дослідження, постановка задачі. В даній роботі за мету ставилось провести експериментальні дослідження і встановити залежність витрати палива і вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах від температурного стану двигуна. Відповідно до цього було поставлено задачу провести експериментальні дослідження запуску холодного двигуна при температурі -15°C та прогрітого, з використанням передпускового підігріву двигуна.

Матеріали дослідження. У роботі використовується автомобіль Mitsubishi Lancer 9 1.6i MT Comfort. Даний автомобіль оснащений системою впорскування бензину. Відповідає нормам Євро 4. Дослідження впливу мінусових температур на

роботу двигуна автомобіля проводились при температурі повітря $-15-17^{\circ}\text{C}$. Дані були отримані після попереднього підігріву двигуна та без підігріву.

Результати дослідження. Заміри проводились при дотриманні норм контролю на відповідному обладнанні. Для знімання показників використовувався газоаналізатор. Даний пристрій пройшов калібрування та відповідає усім технічним нормам.

При зніманні показників бралися до уваги правила ЄЭК ООН №83(05) для отримання найбільш точних даних та подальшому їх порівнянні.

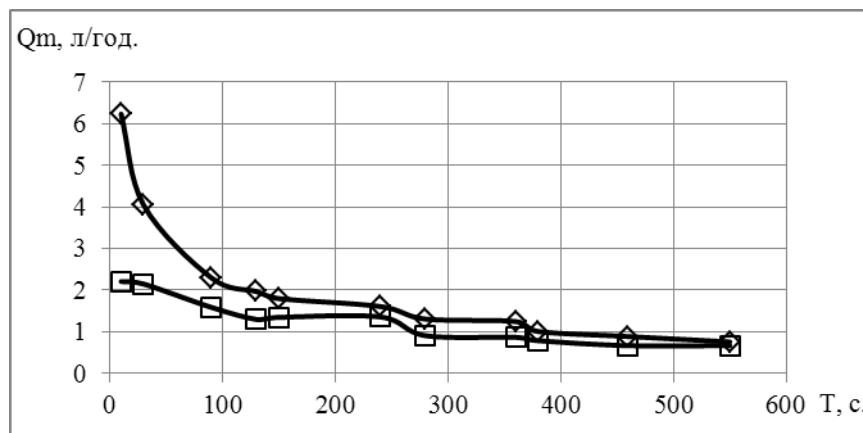


Рисунок 1 – Залежність миттєвої витрати палива на холостому ході:
 ♦ - при стартовій температурі -15°C ; ■ – з використанням передпускового підігріву

На рис. 1 зображені дві криві, які показують миттєві витрати палива. На перших секундах роботи двигуна без підігріву витрата палива Q_m досягає значень 6,2 л/год. Після першої хвилини роботи двигуна витрата палива зменшується до 2 л/год.

На перших секундах роботи двигуна з підігрівом значення миттєвої витрати палива Q_m становить 2,2 л/год. У порівнянні з кривою даних без підігріву, різниця по витраті палива на перших секундах становить 4 л/год. Після 120 с. роботи двигуна різниця по витраті палива становить 0,73 л/год. Різниця витрати палива спостерігається протягом перших 5 хвилин.

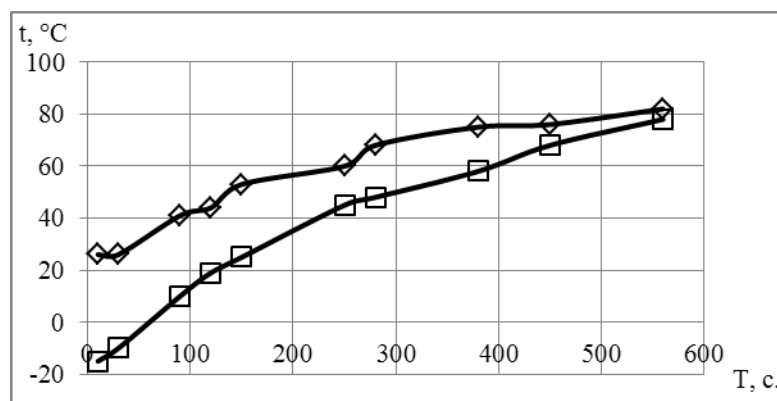


Рисунок 2 – Залежність температури двигуна від часу роботи:
 ■ - при стартовій температурі -15°C ; ♦ – з використанням передпускового підігріву

При аналізі рисунка 2 можна спостерігати позитивний вплив передпускового підігріву. Скорочується час прогріву двигуна до робочої температури. Відповідно можлива швидша подача гарячого потоку повітря для обігріву лобового скла та салону. За 60 с. роботи двигуна різниця температур двигуна становить 32°C, за 120 с. роботи різниця 25°C.

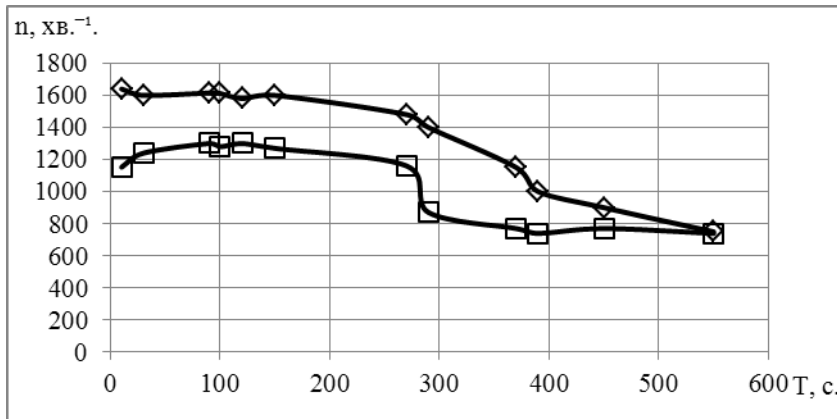


Рисунок 3 – Робота двигуна на холостому ходу:

■ - при стартовій температурі -15°C; ♦ – з використанням передпускового підігріву

Попередньо підігрітий двигун працює на менших обертах відповідно зменшуючи кількість шкідливих викидів та використовуючи менше палива.

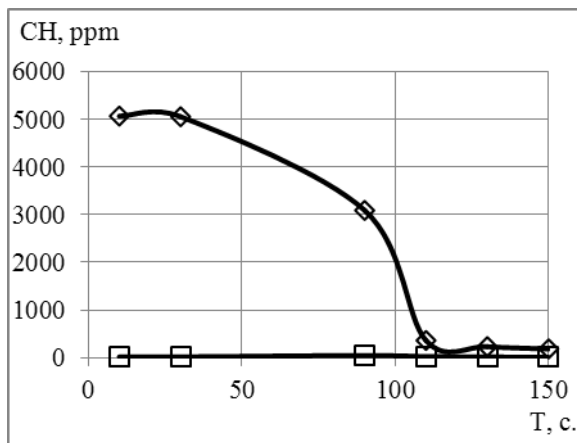


Рисунок 4 – Концентрація вмісту вуглеводнів CH: ■ - при стартовій температурі -15°C; ♦ – з використанням передпускового підігріву

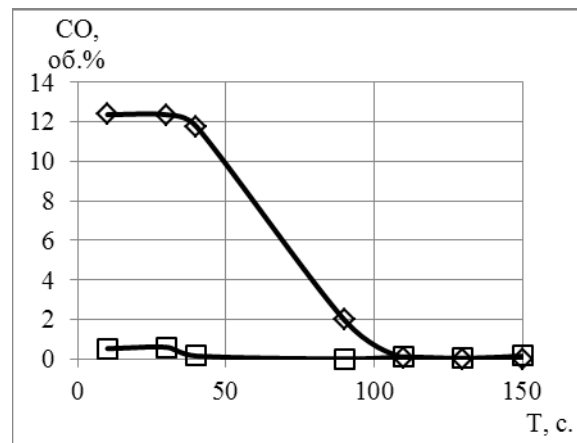


Рисунок 5 – Концентрація вмісту монооксиду вуглецю CO: ♦ - при стартовій температурі -15°C; ■ – з використанням передпускового підігріву

На рисунку 4 можна спостерігати завищені значення по вмісту CH, тому що двигун не досягнув необхідного теплового стану і каталізатор не нагрітий до робочої температури.

Передпусковий підігрів допомагає також значно скоротити вміст СО у відпрацьованих газах. Найбільша кількість шкідливих речовин спостерігається за перші 110 секунд.

Порівнюючи вміст монооксиду вуглецю при роботі двигуна з підігрівом та без можна стверджувати, що підігрітий двигун містить до 20 разів меншу концентрацію вуглекислого газу, на перших 100 секундах роботи.

Висновки. Отримані результати досліджень підтверджують, що при використанні передпускового підігріву:

1. Зменшується витрата палива на перших секундах роботи до 4 л/год., після 40 секунд роботи двигуна - до 2 л./год., після 120 секунд - до 0,73 л./год.

2. Досягається швидкий вихід на робочу температуру. При використанні передпускового підігріву двигун нагрівається до 70 °С за 300 с., а без використання підігріву за 480 с.

3. Зменшуються оберти холостого ходу. Різниця між обертами прогрітого та не прогрітого двигуна становить 400 об./ хв., що дає змогу зменшити витрату палива та кількість шкідливих викидів.

4. У 10-15 разів зменшується вміст СО протягом перших 45 секунд.

5. При старті двигуна майже в 100 разів зменшується вміст СН протягом перших 40 секунд.

Виходячи з цього, можна стверджувати у доцільності встановлення та використання передпускового підігріву при експлуатації автомобілів.

Список літератури: 1. Найман В.С. Все о предпусковых обогревателях и отопителях / В.С. Найман // АСТ, 2007 – С. 7-12. 2. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів стосовно викидів забруднюючих речовин залежно від палива, необхідного для двигунів (Правила ЄЕК ООН № 83-02ABC:1993, IDT) – Женева.: Европейская Экономическая комиссия Организации Объединенных наций, 2011. – 83 с.

Надійшла до редколегії 01.03.2014

УДК 629.113

Визначення впливу передпускового підігріву на показники роботи двигуна в режимі холостого ходу / В. Л. Деркач // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 89-92. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-6840.

Предлагается сравнения работы бензинового двигателя легкового автомобиля с подогревом и без подогрева. Рассмотрена концентрация вредных веществ в отработавших газах у автомобиля с электронным впрыском при различных температурных режимах. Получено уменьшение содержания вредных веществ, при работе двигателя с использованием предпускового подогрева.

Ключевые слова: вредные выбросы, автомобиль, предпусковой подогрев, газоанализатор.

Determination of the influence preheater on factors of the functioning the engine in mode of the castrated move / V.L. Derkach // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 89-92. – Bibliogr.: 2. – ISSN 2078-6840.

It is proposed to compare the work of the petrol engine car heated and unheated. We examine the concentration of pollutants in the exhaust gas in the car with electronic injection at different temperatures. Using a pre-heated in the engine we receive the reducing content of harmful substances.

Keywords: emissions, car, preheater, gas analyzer.

УДК 656.3.44.083

В. П. ВОЛКОВ, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ, Харьков;
П. Б. КОМОВ, канд. техн. наук, доц. Автомобильно-дорожный институт
 Донецкого национального технического университета, Горловка;
И. В. ГРИЦУК, канд. техн. наук, доц. Донецкий ин-т железнодорожного
 транспорта;
Ю. В. ВОЛКОВ, асп., ХНАДУ, Харьков

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ И СРЕДСТВ МОНИТОРИНГА РАБОТОСПОСОБНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ

Разработана современная методология и средства мониторинга работоспособности подвижного состава автомобильного транспорта. Выполнен краткий анализ современного состояния технической эксплуатации автомобилей. Представлена концепция совершенствования дистанционного мониторинга работоспособности автомобилей и основы разработанной транспортно-телематической системы «ХНАДУ-ТЭСА».

Ключевые слова: автомобиль, техническая эксплуатация, работоспособность, технический контроль, автомобильный транспорт.

Введение. В связи с существенной реорганизацией предприятий автомобильного транспорта, связанной с рыночными преобразованиями (выход из системы государственного управления техническим состоянием парка отрасли, дроблением предприятий, снижением контроля за техническим состоянием подвижного состава автомобильного транспорта и т.д.) появилась проблема управления техническим состоянием автомобиля в современных условиях. Кроме того, эта проблема усугубляется адаптацией системы технического контроля к международным требованиям при имеющимся существенном старении подвижного состава.

Анализ последних достижений и публикаций. Основа эффективности функционирования – это грамотная, на основе процесса технического контроля состояния автомобиля, АТП, территориального управления области и отрасли в целом [1]. Ранее, функция государственного контроля на автомобильном транспорте (АТ) выполняли областные автотранспортные управления, которые были звеньями системы контроля плановой экономики. Сегодня в Украине часть этих функций возложена на Глававтотрансинспекцию. Её главная задача – устранение различия между современными требованиями к перевозчику и состоянием выполнения этих требований на практике. Причина такого состояния – неоднозначное отношение современного общества к функции контроля.

Начиная с середины 1930 г. в СССР была принята плано-предупредительная стратегия ТО и Р подвижного состава АТ [2]. Далее [3] были приняты три основных вида системы ТО и Р транспортных машин:

- по наработке;
- по состоянию;
- смешанные.

Преимущества и недостатки перечисленных систем хорошо известны учёным и производителям. Дальнейшее развитие ТО и Р автомобилей могло быть сформировано как система ОР-Д-УН [3].

Система «ОР-Д-УН» означает:

© В. П. Волков, П. Б. Комов, И. В. Грицук, Ю. В. Волков, 2014

- ОР или обязательные работы», т.е. наличие в системе плановых профилактических воздействий, которые являются обязательными для обеспечения работоспособности автомобиля;

- Д или «диагностика, т.е. основа диагностической системы;

- УН или «устранение неисправностей», т.е. наличие в системе воздействий, направленных на устранение отказов и неисправностей автомобиля.

Особенностью системы ОР-Д-УН и её идея, которая реализовывает планово-предупредительную «концепцию управления работоспособности изделий» состоит в энергетическом подходе к оценке ресурса таких изделий.

Основы системы ОР-Д-УН были внедрены в практику АТ Украины в 1994 г., однако уже в 1998 г. была перестроена на более привычную для отрасли планово-предупредительную систему ТО и Р с среднестатистическими параметрами, которая в каком-то виде существует до настоящего времени.

В 2011 г. был принят закон Украины № 8397 [4], который предусматривает отмену обязательного технического осмотра для легковых некоммерческих автомобилей, упрощение порядка прохождения обязательного технического контроля для других транспортных средств и т.д. Всё это привело к нерегулируемой и неконтролируемой эксплуатации автомобилей, а в странах СНГ и Украине произошло резкое ухудшение технического состояния автомобильного парка, что вызвало увеличение числа ДТП, обусловленных неисправностью подвижного состава, загрязнению окружающей среды и т.д. [5].

В настоящее время в Украине основополагающим программным документом технической эксплуатации автомобилей являются новые «Правила эксплуатации КТС», утвержденные приказом Министерства инфраструктуры № 550 от 26.07.2013 г., которые отменили «Правила технической эксплуатации подвижного состава АТ» от 24.02.1972 г., где главным контролирующим органом оставался технический отдел АТП. Главным недостатком данных «Правил...» является то, что технический отдел может быть создан у тех АТП, где количество подвижного состава более 15 ед., кроме того оно должно находиться на отдельной территории и иметь все типовые структурные подразделения. Все остальные АТП (имеющие менее 5 ед.) обязаны выполнять функции технической службы у сторонних организаций (СТО, автосервис и т.д.), а это дополнительные затраты.

Проблема состоит в том, что в Украине более 120000 перевозчиков [6], имеющих менее 5 ед. подвижного состава (ПС) и которым нецелесообразно иметь собственную техническую службу.

Выходом из создавшейся в АТ сложной ситуации по поддержанию работоспособности ПС АТ является применение информационных технологий и интеграции технической эксплуатации автомобилей со структурой и процессами интеллектуальных транспортных систем *ITS* [7].

Цель и постановка задачи. Используя информационные технологии разработать современную методологию и средства мониторинга работоспособности подвижного состава автомобильного транспорта.

Разработка методов и средств диагностического мониторинга работоспособности автомобилей. Как уже отмечалось ранее на современном АТ большинство владельцев ПС уже не имеет собственных подразделений технической службы и не решает вопросы ТО и Р ПС, материально-технического снабжения и т.д. В

настоящее время каждый автопроизводитель диктует свои требования по ТО и Р ПС и практически полностью игнорирует такое основополагающее положение ТЭ как, например, учёт условий эксплуатации и др. Поэтому в новых «Правилах...» предусматривается для обеспечения технического состояния ПС придерживаться рекомендациям изготовителя, которые установлены для нормальных условий эксплуатации, с учётом информации, полученной с диагностического разъёма *OBD*.

На кафедре технической эксплуатации и сервиса автомобилей разработана транспортно-телематическая система мониторинга «ХНАДУ-ТЭСА» - система спутникового мониторинга ПС, представляющая собой специализированный программно-аппаратный комплекс для управления технической эксплуатацией автомобиля.

В основу транспортно-телематической системы мониторинга «ХНАДУ-ТЭСА» положены стратегия *CALS* и *CASE*-технологии. Стратегия *CALS* представляет непрерывную информационную поддержку и жизненного цикла. Она активно применяется в автостроении, определяя современное развитие технологических и коммерческих составляющих послепродажного обслуживания сложной техники. Термин *CASE* приобрел в настоящее время новый смысл, охватывающий процесс разработки сложных информационных систем (ИС) [8]. Система «ХНАДУ-ТЭСА» предназначена для решения производственных задач АТ по оптимизации работы парка ПС и представляет собой комплексные решения по мониторингу и управлению жизненного цикла этапа эксплуатации подвижного состава (рис. 1).

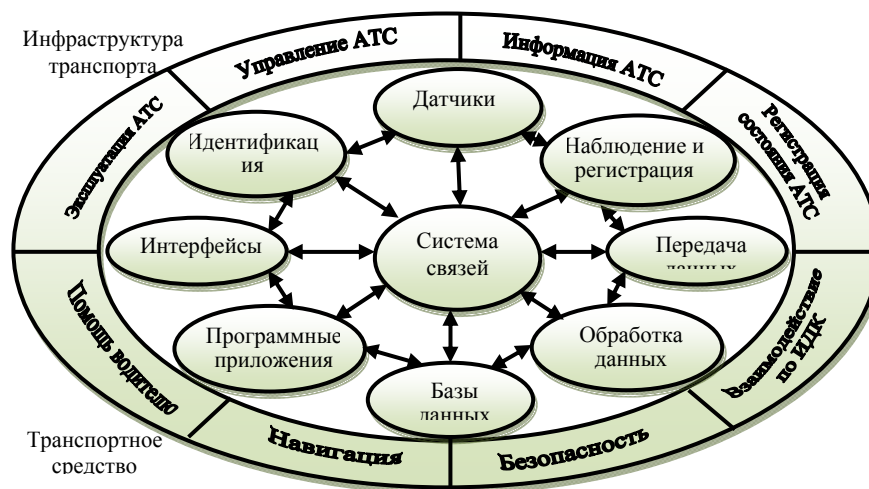


Рисунок 1 – Основные информационные составляющие построения транспортно-телематической системы мониторинга «ХНАДУ ТЭСА»

Система построена на технологии «клиент-сервер» с применением *Web*-технологий, а его составляющими являются (рис. 2):

- телематический сервер;
- ПО телематического сервера *BN-complxTM*;
- ГИС телематического сервера;
- базовое ПО “*Virtual mechanic*”, “*Service Fuel Eco*” “*NTU-HADI-12*” рабочего места диспетчера;
- абонентские терминалы (навигатора-приемника ПС).

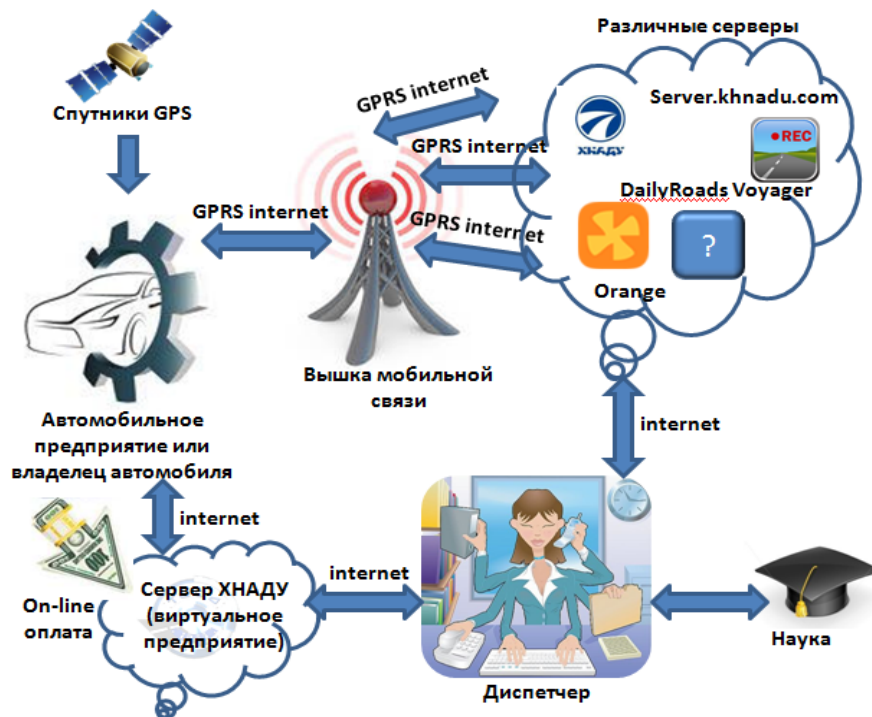


Рисунок 2 - Структурная схема транспортно-телематической системы мониторинга «ХНАДУ ТЭСА»

Автомобили предприятий, пользующиеся услугами «ХНАДУ-ТЭСА», оснащаются навигационно-связанными и телематическими навигаторами приемниками, которые позволяют круглосуточно контролировать навигационные и технические параметры ПС. Весь объем информации, получаемой от отслеживаемого ПС поступает на телематический сервер, сохраняется в базе данных (*MSSQL* или *interbase*) и становится доступным в научно-диспетчерском пункте ХНАДУ, где проходит дальнейшую обработку с помощью специально разработанного ПО “*Virtual mechanic*”, “*Service Fuel Eco* “*NTU-HADI-12*” и др. Далее информация в «в режиме блога» сайта *khnadu.com*, становится доступна клиентам-владельцам ПС, т.е. человеку непосредственно координирующему работу своего ПС. Отличительной особенностью системы «ХНАДУ-ТЭСА» является отсутствие необходимости установки каждым клиентом специального ПО. Вся информация, подвергнутая квалифицированной обработкой специалистами ХНАДУ, доступна клиентам через браузер в блоге - *khnadu.com*. У каждого клиента есть возможность увидеть местоположение и текущие характеристики ПС (всё, что можно получить с разъёма *OBD* или датчиков) с помощью ПО серверной части по адресу *server.khnadu.com*.

Выводы. 1. Краткий анализ существующего положения автомобильного транспорта заставляет искать новые подходы к технической эксплуатации автомобилей.

2. Разработанная транспортно-телематическая система «ХНАДУ-ТЭСА» позволяет осуществлять дистанционный мониторинг работоспособности автомобилей.

Список литературы: 1. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей / Кузнецов Е.С. – М.: Транспорт, 1990. – 272 с. 2. Зарубкин В.А. Оптимизация системы технического обслуживания и ремонта автомобилей в АТП / Зарубкин В.А. – М.: ЦБ НТИ Минавтотранса РСФСР, 1976. – 126 с. 3. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей / Говорущенко Н.Я. – Х.: Вища школа, 1984. – 512 с. 4. Автоновости: Верховная рада Украины приняла закон об отмене ТО [Электронный ресурс] // Автоглобал. Режим доступа <http://autoglobal.com/GetNews.aspx?id=8>. 5. Российская автотранспортная энциклопедия. Техническая эксплуатация, обслуживание и ремонт автотранспортных средств. Т. 3. – 2001. – 455 с. 6. Мининфраструктуры ужесточить правила работы перевозчиков уже с января 2014 года. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.capital.ua/publication/7253>. 7. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы ITS / Волков В.П., Матейчик В.П., Никонов О.Я. и др. – Донецк: Изд-во «Ноулидж», 2013. – 398 с. 8. Маклаков С.В. BPwin и Erwin. CASE – средства для разработки информационных систем / Маклаков С.В. – М.: Диалог – МИФИ, 2000. – 256 с.

Поступила в редколлегию 27.02.2014

УДК 656.3.44.083

Совершенствование методов и средств мониторинга работоспособности автомобилей / В. П. Волков, П. Б. Комов, И. В. Гричук, Ю. В. Волков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 93-97. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-6840.

Виконаний короткий аналіз сучасного стану технічної експлуатації автомобілів. Представлена концепція вдосконалення дистанційного моніторингу працездатності автомобілів і основи розробленої транспортно-телематичної системи «ХНАДУ-ТЕСА».

Ключові слова: автомобіль, технічна експлуатація, працездатність, технічний контроль, автомобільний транспорт.

Improvement of the methods and facilities of the monitoring to capacity to work of the cars / V. P. Volkov, P. B. Komov, I. V. Gricyk, U. V. Volkov // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 93-97. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-6840.

Briefly analyzed the present state of the technical maintenance of vehicles. Introduced the concept of improving remote monitoring of vehicles operable condition and bases of developed by the authors transport-telematics system "HNADU-TESA"

Keywords: car, technical maintenance, operable condition, automobile transport, technical control, diagnostics, telematics.

УДК 621.017

И. С. НАГЛЮК, д-р техн. наук, доц. ХНАДУ, Харьков**СКОРОСТЬ ПОСТУПЛЕНИЯ ПРОДУКТОВ ИЗНАШИВАНИЯ В
МОТОРНОЕ МАСЛО ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ**

Исследовано изменение скорости поступления продуктов изнашивания (железа) в моторное масло различных производителей при работе автомобилей в разных условиях эксплуатации от количества израсходованного топлива и пробега. Приведены результаты изменения скорости поступления железа в моторные масла в зависимости от количества израсходованного топлива и пробега при эксплуатации автомобилей и автобусов.

Ключевые слова: моторное масло, топливо, изнашивание, автомобиль, эксплуатация.

Введение. На современном этапе развития автомобильного транспорта к новой технике предъявляются жёсткие и все возрастающие требования по повышению надёжности, долговечности и уменьшения экологического ущерба наносимого окружающей среде, а также снижению расхода топлива и смазочных материалов. Реализация ресурса заложенного в двигателе или агрегате, возможна только при использовании смазочных материалов современного поколения, полностью соответствующих по эксплуатационным свойствам их конструкционным особенностям и условиям эксплуатации.

На сегодняшний день моторные масла являются одним из основных функциональных элементов силовых агрегатов (двигателя) определяющим надёжность и эффективность их работы при эксплуатации автомобилей. Качество масел и конструкция силовых агрегатов взаимосвязаны и дополняют друг друга. Постоянное совершенствование конструкции двигателей в направлении улучшения условий работы в них масел и повышения качества самого масла, позволяет обеспечивать надёжную работу и снизить интенсивность изнашивания узлов трения силовых агрегатов.

Регламентированные сроки смены масел не всегда обоснованы ввиду применения двигателей различных моделей и модификаций, работающих в неодинаковых условиях эксплуатации. Масла, как правило, к сроку замены не исчерпывают запаса своих эксплуатационных свойств и могут работать дольше без снижения надёжности работы агрегатов. При достижении одним или несколькими показателями качества масла предельных значений происходит увеличение скорости изнашивания деталей, повышение склонности масла к образованию нагара и лаковых отложений в двигателе, что в результате снижает надёжность, экологичность и экономичность автомобиля.

Анализ исследований и публикаций. В процессе эксплуатации автомобилей, при работе двигателя масло выполняет функции накопителя продуктов изнашивания и загрязнений, а это приводит к изменению основных показателей качества масла. К основным видам загрязнений масел в процессе их эксплуатации в двигателе можно отнести органические (углеводородные) и неорганические (продукты изнашивания трущихся деталей).

Неорганические загрязнения попадают в масло, вследствие механического износа трущихся деталей двигателя и представляют собой главным образом кварцы, полевые шпаты, оксиды металлов и металлические частицы [1].

© И. С. Наглюк, 2014

Значения скорости поступления загрязняющих примесей в моторное масло при работе бензиновых двигателей легковых и грузовых автомобилей составляет 5 – 40 мг/(л.с. ч) или 0,1 – 1,5 мг/(л.с. км), дизельных четырехтактных автомобильных двигателей 16 – 60 мг/(л.с. ч) или 0,5 – 2 мг/(л.с. км), а двухтактных дизельных 48 - 90 мг/(л.с. ч) или 1,6 – 3 мг/(л.с. км) [2].

Скорость поступления продуктов износа (железа) в моторное масло при обкатке новых и отремонтированных дизелей СМД-62 изменялась от 0,2 до 0,48 г/ч [3].

Допустимая скорость изнашивания для двигателей КамАЗ-740 при установившемся износе составляет 2 кг Fe/10⁵ ч (20мг/ч)[4].

Средняя скорость поступления железа в моторное масло М-10В двигателей ЯМЗ-238 автомобилей КрАЗ-256Б при установившемся изнашивании составил 0,77 г Fe/1000 км [5].

Цель статьи. Целью статьи является исследование изменения скорости поступления продуктов изнашивания (железа) в моторное масло различных производителей при работе автомобилей в разных условиях эксплуатации от количества израсходованного топлива и пробега.

Материалы и результаты исследований. Ресурс двигателей в первую очередь определяется износом пар трения, составляющим 90% от всего количества факторов влияющих на снижение ресурса. Для снижения отказов узлов трения двигателя, во время эксплуатации, необходимо своевременное обнаружение повышенного содержания продуктов изнашивания в моторном масле и устранении причин его возникновения. Концентрация продуктов изнашивания определялась с помощью фотоэлектрической установки МФС-7.

Скорость поступления продуктов изнашивания в масло является обобщающим показателем характеризующим качество применяемого топлива, масла и техническое состояние агрегатов и двигателя, его систем и механизмов, а также нагрузочно – скоростные режимы работы. Скорость поступления продуктов изнашивания можно определить по формуле

$$I = F \cdot V_m \cdot \rho_m / Q, \quad (1)$$

где F – концентрация продуктов износа в масле;

V_m – объём системы смазки двигателя;

ρ_m – плотность масла;

Q – количество израсходованного топлива за период работы масла в двигателе, л.

Суммарный расход топлива является интегральным показателем и объективнее учитывает реальные условия эксплуатации автомобиля за каждый день её работы, нагрузку на агрегаты, квалификацию водителя, дорожные, транспортные, атмосферно-климатические условия, чем наработка в км или часах работы.

Анализ моторных масел при выполнении технического обслуживания (ТО-2) автомобилей КамАЗ показал, что у многих автомобилей, на момент замены масла, скорость поступления продуктов изнашивания (железа) в моторное масло находится в пределах 0,05 - 0,28 мг/л израсходованного топлива. В автомобиле КамАЗ-5320 скорость поступления железа в моторное масло составила 0,65 мг/л топлива, что в несколько раз выше, чем у большинства автомобилей работающих в этих же условиях. При углубленном диагностировании было установлено, что это вызвано неисправной работой системы фильтрации масла. После замены масла в двигателе вначале происходит увеличение скорости поступления железа в масло, а затем снижение и наблюдается стабилизация до следующей замены [6].

В табл. 1 приведены результаты скорости поступления железа в моторное масло при выполнении работ по замене масел очередного технического обслуживания.

Таблица 1 – Скорости поступления продуктов износа (железа) в моторное масло при эксплуатации автомобилей и автобусов

Марка автомобиля, автобуса	Марка моторного масла	Объем системы смазки двигателя, л	Скорость поступления железа в моторное масло, мг/км	Скорость поступления железа в моторное масло, мг/л топлива
1	2	3	4	5
ЗАЗ-1102	М-5з/10Г1	3,45	0,053	0,66
ЗАЗ-110307-42	ХАДО Atomic oil SAE 10W-40 API SL/CI-4	3,45	0,12	1,51
Москвич -2140	AVIA MULTI HDC EXTRA SAE 15W-40 API CF-4/SG	5,2	0,035	0,32
Москвич-412	Super Motor Oil SAE 20W-50 API SJ	5,2	0,16	1,47
BA3-2101	Азмол Турбо 1 SAE 15W-40 API SG/CF-4	3,75	0,13	1,5
BA3-2107 (на газе)	AVIA Turbo CFE SAE 10W-40 API SJ/CF	3,75	0,047	-
BA3-2109	Mobil SAE 10W-30 API SG/CC	3,5	0,045	0,5
BA3-2115	Pure Syntec SAE 5W-40 API SJ/CF	3,5	0,11	0,99
BA3-21104	Galaxis Extra 2 SAE 10W-40 API SL/CF/EC	3,5	0,022	0,31
BA3-21124	Castrol Magnatec SAE 5W-40 API SM/CF	3,5	0,014	0,17
ГАЗ-24	AVIA MULTI HDC SAE 15W-40 API CF-4/SG	6	0,15	1,27
ГАЗ-3302	ХАДО Atomic oil SAE 15W-40 API SL/CI-4	6	0,11	0,58
ГАЗ-31105	ОПТИМАЛ Класик SAE 10W-40 API SG/CF-4	6	0,16	1,6

Окончание таблицы 1

1	2	3	4	5
Hyundai Pony	Castrol Magnatec SAE 10W-40 API SJ/CF	3,3	0,044	0,63
Hyundai Getz	Shell Helix SAE 5W-30 API SL/CF	3,3	0,01	0,12
Hyundai I-30	Shell Helix SAE 5W-30 API SM/CF	3,3	0,034	0,43
Hyundai Accent	Shell Helix SAE 5W-30 API SM/CF	3,3	0,03	0,48
Toyota Land Cruiser	Shell Helix SAE 10W-40 API SM/CF	7,4	0,12	0,75
BMW 520	Castrol TXT SAE 5W-40 API SJ/CF	4,25	0,023	0,21
Reno 25	Elf TXI SPORT SAE 15W-40 API SL/CF	6	0,19	2,1
ПАЗ-4234	М-10ДМ	15	0,093	0,37
Богдан -А091	Essolube XT-3 SAE 15W-40 API CF-4/CH	10,5	0,076	0,39
Икарус-256	Shell Rimula TX SAE 15W- 40 API CF-4/SG	22	0,12	0,41
VANHOLL	Shell Rimula TX SAE 15W- 40 API CF-4/SG	25	0,068	0,27
КамАЗ-5320	М-10Г2К	26	0,054	0,17
КамАЗ-5410	М-10Г2К	26	0,048	0,1
КамАЗ-55102	М-10Г2К	26	0,079	0,12
Зил-431410	М-8В	8,5	0,089	0,23
Reno Magnum	ХАДО Atomic oil SAE 10W-40 API SL/CI-4	34	0,029	0,08
Komatsu HD 1200	Mobil Delvac MX 15W-40, API CI-4/SL	135	0,29	0,043
БелАЗ-75121	Крол Альфа SAE 10W – 40 API CF-4/SH	260	0,91	0,15

Наименьшая скорость поступления железа в моторное масло на момент замены (табл.1), составила 0,043 мг/л автомобиль-самосвал Komatsu HD 1200 (Mobil Delvac MX SAE 15W-40 API CI-4/SL), а наибольшая 1,6 мг/л у автомобиля ГАЗ-31105 (ОПТИМАЛ Класик SAE 10W-40 API SG/CF-4).

Выводы. Зная скорость поступления продуктов изнашивания в масло мг/л израсходованного топлива, при работе автомобиля в одинаковых условиях, на маслах различных производителей можно с большей достоверностью утверждать о работоспособности двигателя на этих маслах, сроках их замены и техническом состоянии систем и механизмов двигателя.

Список литературы: 1. Венцель Е. С. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел / Е. С. Венцель, С. Г. Жалкин, Н. И. Данько. – Харьков: УкрГАЗТ, 2003. – 168с. 2. Григорьев М. А. Качество моторного масла и надежность двигателей / М. А. Григорьев, Б. М. Бунаков, В. А. Долецкий. – М.: Изд-во стандартов, 1981.– 232с. 3. Федин Н. А. Результаты сравнительной оценки качества новых и отремонтированных дизелей / Н. А. Федин // Труды ГОСНИТИ. – 1982. – Т.68. – С. 51–57. 4. Соколов А. И. Диагностирование современных ДВС по параметрам работавшего масла / А. И. Соколов, Н. Т. Тищенко, В. А. Аметов // Двигателестроение. – 1989. – № 10. – С. 29–31. 5. Соколов А. И. Применение эмиссионного спектрального анализа масла для оценки износа и свойств работавшего масла / А. И. Соколов, Н. Т. Тищенко. – Томск: Изд-во Томского университета, 1979. – 208с. 6. Наглюк И.С. Скорость поступления продуктов износа в моторное и трансмиссионное масло при эксплуатации транспортных машин / И. С. Наглюк // Вісник СевНТУ: зб. наук. праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2011. – Вип. 121/2011. – С. 114 -117.

Поступила в редколлегию 05.02.2014

УДК 621.017

Скорость поступления продуктов изнашивания в моторное масло при эксплуатации автомобилей / И. С. Наглюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 98-102. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-6840.

Наведені результати зміни швидкості потрапляння заліза в моторні оливи в залежності від кількості витраченого палива та пробігу при експлуатації автомобілів та автобусів.

Ключові слова: моторна олива, паливо, зношування, автомобіль, експлуатація.

Velocity of the arrival of the products wearing in motor butter at usages of the cars / I. S. Nagluk // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 98-102. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-6840.

The results of the speed change receipts of iron in the motor oils, depending on the amount of fuel consumed in exploitation of cars and busses..

Keywords: motor oil, fuel, wearing, car, exploitation.

УДК 629.017

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

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

Е. А. ДУБИНИН, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ;

В. В. ЗАДОРЖНЯЯ, ассистент ХНТУСХ им. П. Василенко, Харьков

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОЦЕНКИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ МОБИЛЬНЫХ МАШИН С ПОМОЩЬЮ РЕГИСТРАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА

Разработан алгоритм и программное обеспечение для обработки данных, полученных с помощью акселерометров в автоматическом режиме. Предложена методика обработки сигналов датчиков ускорений для снижения случайных и систематических погрешностей. Разработано программное обеспечение "Approximate", позволяющее выполнять аппроксимацию экспериментальных зависимостей в автоматическом режиме с использованием метода наименьших квадратов.

Ключевые слова: мобильная машина, дорожные испытания, точность, акселерометр, измерительный комплекс.

Введение. Динамические испытания - важнейший этап исследования мобильных машин при оценке их эксплуатационных свойств. За последние годы широкое применение получило использование датчиков ускорений при проведении дорожных испытаний. С их помощью оценивают показатели надежности, управляемости, устойчивости, активной безопасности колесных и гусеничных машин, влияющие на безопасность дорожного движения.

Проведение дорожных испытаний с помощью акселерометров затрудняется тем, что на их показания существенно влияют погрешности установки, температурные условия, вибрация и неровности дорожного покрытия. Таким образом, актуальными являются вопросы разработки методики обработки полученного сигнала и устранения случайных и систематических погрешностей.

Анализ последних достижений и публикаций. Принципам работы мобильных измерительных комплексов на основе акселерометров посвящено значительное количество работ отечественных и зарубежных ученых [1-9].

В работах [3, 4] исследована динамика изменения параметров в процессе градуировки датчиков линейных ускорений для быстрой проверки чувствительности разработанного регистрационно-измерительного комплекса перед началом дорожных испытаний колесных машин. Автором работы [5] разработана методика определения угла продольного наклона автомобиля, а также уклона дороги при проведении динамических испытаний. Данная методика значительно снижает погрешность при записи траектории колесной машины, а также испытаниях на дороге с неровностями или неравномерным уклоном. В работе [6] сформулированы основы формирования бортовой контрольно-измерительной системы для проведения динамических испытаний мобильных машин, что позволило разработать программное обеспечение для обработки полученных с датчиков сигналов.

В работе [7] предложена система для определения параметров движения машин при динамических испытаниях, которая состоит из элементов измерения, устройств обработки и визуализации информации.

© А. С. Полянский, Д. М. Клец, Е. А. Дубинин, В. В. Задоржняя, 2014

Однако вопросы разработки методик обработки полученного сигнала и устранения случайных и систематических погрешностей требуют дальнейшего исследования.

Цель исследования, постановка задачи. Целью исследования является разработка методики и программного обеспечения для повышения точности обработки снятого сигнала с помощью регистрационно-измерительного комплекса при проведении дорожных испытаний мобильных машин.

Для достижения указанной цели необходимо разработать алгоритм и программное обеспечение для обработки данных, полученных с помощью акселерометров в автоматическом режиме.

Материалы исследований. Метод наименьших квадратов – один из базовых методов регрессионного анализа для оценки неизвестных параметров регрессионных моделей по выборочным данным [10]. Метод основан на минимизации суммы квадратов остатков регрессии.

Повышение точности обработки экспериментальных зависимостей можно достичь построением аппроксимирующей кривой, которая отражает исследуемую зависимость и сглаживает погрешности эксперимента, возникшие в результате случайных и систематических ошибок. Для решения поставленной задачи возможно применение программных средств Microsoft Excel, MathCAD и MatLAB, либо создание собственного программного обеспечения.

Предлагаемый алгоритм обработки данных, получаемых с помощью регистрационно-измерительного комплекса методом наименьших квадратов, приведен на рис. 1.

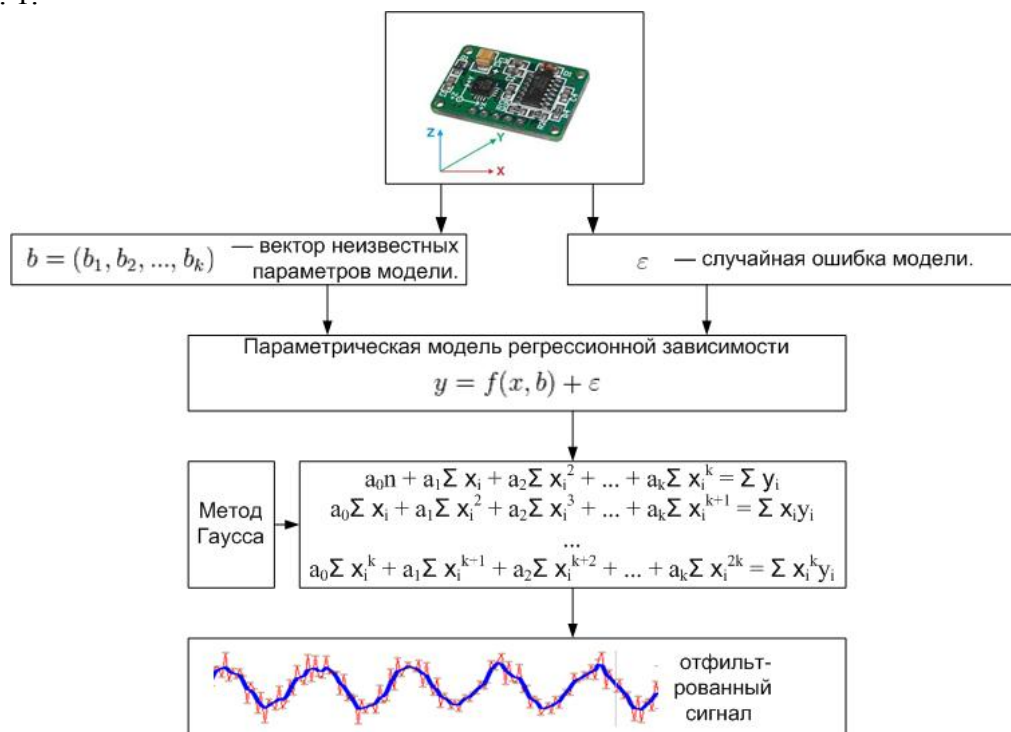


Рисунок 1 – Алгоритм обработки данных, получаемых с помощью регистрационно-измерительного комплекса, методом наименьших квадратов

Для решения системы удобно использовать метод Гаусса, требующий меньшего объема математических операций при решении систем линейных уравнений произвольного порядка. Предложенный алгоритм позволяет перейти к разработке программного обеспечения для автоматизации обработки сигнала акселерометров.

Используя изложенный выше алгоритм аппроксимации полученных экспериментально данных, разработана программа «Approximate» в системе объектно-ориентированного программирования.

При запуске скомпилированного исполняемого файла программы открывается диалоговое окно, внешний вид которого представлен на рис. 2.

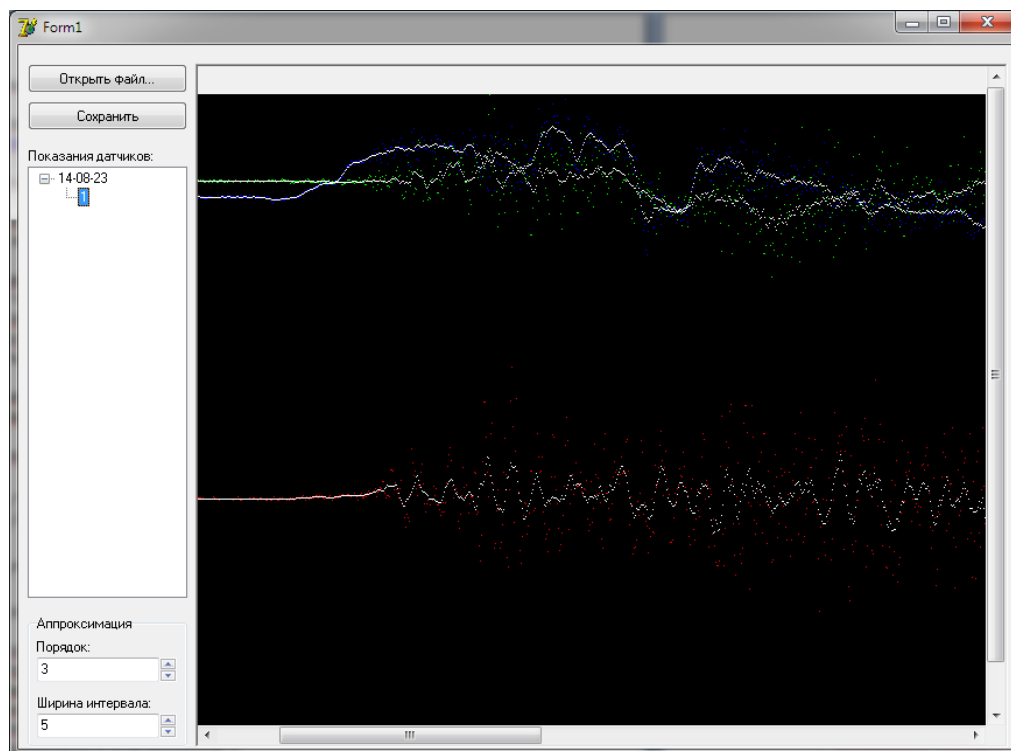


Рисунок 2 – Внешний вид окна программы

В соответствующие поля вводятся следующие данные:

- порядок аппроксимации;
- ширина интервала аппроксимации.

Кнопка «Открыть файл» выводит диалоговое окно выбора файла формата «BIN», содержащего снятые с акселерометра экспериментальные данные x_i , y_i , z_i , в двоичном формате.

После выбора файла программа выполняет построение графиков кодов АЦП акселерометра по трем осям чувствительности датчика. Допускается одновременная обработка нескольких файлов. Параметры аппроксимации можно менять в режиме реального времени. Сплошными линиями приводятся сглаженные кривые, точками – необработанные данные, содержащие шумы и погрешности.

Нажатие кнопки «Сохранить» экспортирует обработанные данные в файл формата «CSV», который удобно обрабатывать с помощью пакета MS Excel (см. рис. 3).

	A	B	C
1	Порядок аппроксимации	3	1
2	Ширина интервала аппроксимации	11	3
3	Время	14.08.2013	14.08.2013
4	Датчик	1	1
5		X	X
6		545	545
7		545	545
8		545	544,9
9		544	544,9
10		544	544,9
11		544,5	544,9
12		544,5	545
13		544,4	544,9
14		544,4	544,9

Рисунок 3 – «CSV»-файл, полученный с помощью программы «Approximate»

На рис. 4 приведена зависимость кодов АЦП акселерометра по оси ОХ от количества замеров. Сплошной линией показан сигнал, обработанный с автоматически определенными параметрами: порядок аппроксимации 3, ширина интервала 11. Пунктиром показан сигнал, обработанный следующим образом: порядок аппроксимации 1, ширина интервала 3.

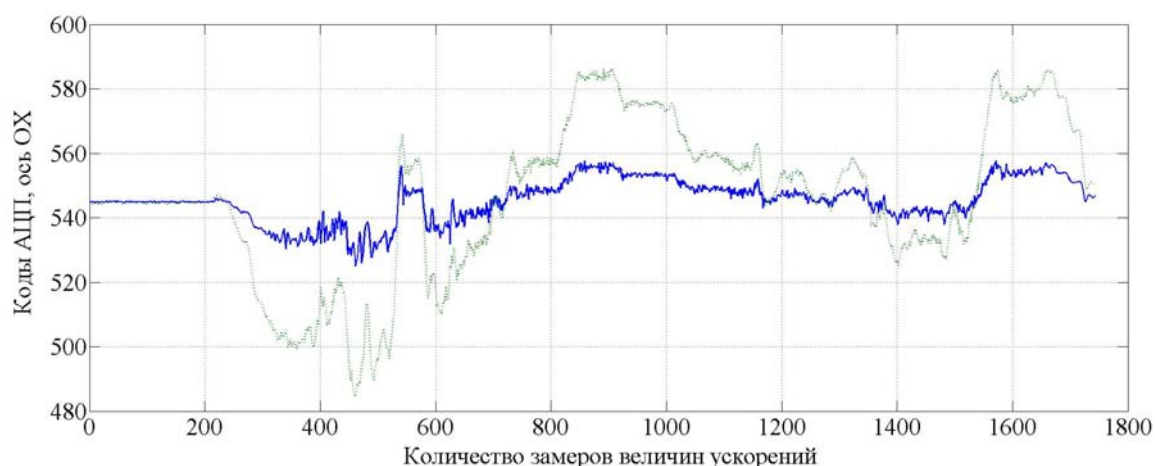


Рисунок 4 – Зависимость кодов АЦП акселерометра по оси ОХ от количества замеров при различных параметрах аппроксимации

Результаты исследований. Таким образом, методика повышения точности обработки снятого сигнала с помощью регистрационно-измерительного комплекса при

проведении дорожных испытаний мобильных машин состоит в следующем:

1. Ввод полученных экспериментально при проведении дорожных испытаний кодов АЦП акселерометров по трем осям чувствительности датчиков в разработанную программу «Approximate».

2. Построение программой, на основе предложенного алгоритма с использованием метода наименьших квадратов, графиков кодов АЦП по трем осям чувствительности датчика. Получение сглаженных кривых (сплошные линии).

3. Изменение, при необходимости, параметров аппроксимации в режиме реального времени (порядок аппроксимации, ширина интервала) для получения максимальной точности обработки снятого сигнала при минимальных затратах времени расчетов.

4. Получение "CSV"-файла для дальнейшего преобразования кодов АЦП акселерометра в ускорения и обработки данных методами математической статистики.

Выводы. Разработана методика обработки сигналов датчиков ускорений на основе использования метода наименьших квадратов. Ее применение при проведении дорожных испытаний мобильных машин обеспечивает повышение точности оценки их эксплуатационных свойств не менее чем на 10% за счет снижения случайных и систематических погрешностей. Разработано программное обеспечение "Approximate" для регистрационно-измерительного комплекса, позволяющее выполнять аппроксимацию экспериментальных зависимостей в автоматическом режиме с возможностью изменения параметров аппроксимации в режиме реального времени.

Список литературы: 1. Аш Ж. Датчики измерительных систем: В 2 книгах / Аш Ж. [пер. с франц.] – М.: Мир, 1992. – 480 с. 2. Гаврилов Э.В. Принципы разработки мобильных вычислительных комплексов / Э.В. Гаврилов, О.П. Алексеев, О.П. Смирнов // Информационные технологии. – Х.: Магдебург. – ХГПУ, 1999. – с. 139-141. 3. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин. Монография / [Артемов Н.П., Лебедев А.Т., Подригало М.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Х.: «Міськдрук», 2012. – 220 с. 4. Клец Д.М. Градуировка акселерометров методом постоянного ускорения / Д.М. Клец // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Вип. 2 (32), Т. 1. – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – С. 87-92. 5. Клец Д.М. Определение угла продольного наклона автомобиля при проведении динамических испытаний / Д.М. Клец // Транспортне машинобудування: збірник наукових праць. – Х.: НТУ «ХП», 2011. – № 18. – С. 24-29. 6. Клец Д.М. Разработка мобильного регистрационно-измерительного комплекса для проведения динамических испытаний колесных машин / Д.М. Клец // Вісник Національного транспортного університету. Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2012. – Вип. 25. – С. 234-241. 7. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00 25.06.2010. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях /

Подригало М.А., Коробко А.И., Клец Д.М., Файст В.Л.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. – №u201001136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. №12. **8.** *Подригало М.А.* Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин / *М.А. Подригало, А.И. Коробко, Д.М. Клец, В.И. Гацько* // Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. Тракторна енергетика в рослинництві. – 2009. – Вип. 89. – С. 87-99. **9.** *Подригало М.А.* Снижение динамических нагрузок колесных машин с шарнирно-сочленённой рамой использованием электронных систем / *М.А. Подригало, А.С. Полянский, Е.А. Дубинин, Д.М. Клец, В.В. Задорожня* // Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва. – 2012. – Вип. 124, Т. 2. – С. 149-153. **10.** *Линник Ю.В.* Метод наименьших квадратов и основы математико-статистической теории обработки наблюдений / *Линник Ю.В.* – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1958. – 336 с.

Поступила в редколлегию 17.01.2014

УДК 629.017

Повышение точности оценки эксплуатационных свойств мобильных машин с помощью регистрационно-измерительного комплекса / А. С. Полянский, Д. М. Клец, Е. А. Дубинин, В. В. Задорожня // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 103-108. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Запропонована методика обробки сигналів датчиків прискорень для зниження випадкових і систематичних похибок. Розроблено програмне забезпечення "Approximate", що дозволяє виконувати апроксимацію експериментальних залежностей в автоматичному режимі з використанням методу найменших квадратів.

Ключові слова: мобільна машина, дорожні випробування, точність, акселерометр, вимірювальний комплекс.

Increasing to accuracy of the estimation working characteristic mobile machines by means of registration-measuring complex / A. C. Polynskiy, D. M. Klec, E. A. Dubinin, V. V. Zadorognaja // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 103-108. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The technique for processing of acceleration sensors signals for random and systematic errors decrease. There was developed "Approximate" software product allowing carrying out approximation of experimental dependences in the automatic mode with application of the method of least squares.

Keywords: mobile machine, road tests, accuracy, accelerometer, measuring complex.

УДК 621.83

В. А. БОГОМОЛОВ, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ, Харьков;
В. И. КЛИМЕНКО, канд. техн. наук, проф. ХНАДУ;
Н. Г. МИХАЛЕВИЧ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ;
А. А. ЯРИТА, аспирант, ХНАДУ

ПОСТРОЕНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНИЗМА ВЫКЛЮЧЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Предложен алгоритм экспериментального определения статической характеристики механизма сцепления транспортного средства, приведена конструкция экспериментального стенда. Представлен вариант упрощения математической модели электропневматического привода сцепления транспортного средства путем использования в расчете экспериментальных данных. Сделан вывод, что для выключения сцепления можно ограничить давление воздуха в приводе до 0.4 МПа, что соответствует усилию на поршне исполнительного механизма ЭППС 3000 Н.

Ключевые слова: статическая характеристика, привод сцепления, математическая модель, экспериментальная установка, исполнительный механизм.

Введение. Современный уровень развития науки и технологий способствует постоянному совершенствованию различных отраслей автомобилестроения. Приоритетное направление в совершенствовании автомобиля – повышение безопасности, экономичности и комфорта. Немаловажным элементом, способствующим улучшению этих показателей, является облегчение управления агрегатами трансмиссии, в частности сцеплением.

История создания привода управления сцеплением насчитывает более столетия. За это время частично изменилась структура привода, повысились требования относительно его надежности. На данный момент привод сцепления это не только группа аппаратов предназначенных для накопления и передачи энергии от органа управления к исполнительному механизму, но и составная часть систем направленных на интеллектуализацию транспортного средства.

Анализ последних достижений и публикаций. Использование механического привода сцепления на грузовых автомобилях и автобусах осталось далеко позади, постепенно исчезает гидравлический привод в своем первоначальном виде. Одним из главных путей усовершенствования приводов сцепления, на данном этапе, является использование исполнительных механизмов, которые не имеют механической связи с органом управления. В ходе развития данной тенденции появилось большое количество вариантов реализации электромеханических, электрогидравлических и электропневматических приводов сцепления [1, 2, 3], что позволило значительно облегчить работу водителя и упростить процесс компоновки элементов трансмиссии транспортных средств.

Системы управления электропневматических приводов сцепления чаще всего работают за счет электропневматических клапанов (одного, двух и т.д.) или шаговых электродвигателей [4, 5]. На кафедре автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета (ХНАДУ) проводятся разработки электропневматического привода сцепления (ЭППС), в конструкцию которого включен ускорительный клапан. Работоспособность созданного опытного образца подтверждена экспериментальными исследованиями [6].

© В. А. Богомоллов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита, 2014

Одними из главных факторов, по которым оценивают эффективность работы привода сцепления, являются его быстродействие и точность позиционирования штока исполнительного механизма привода сцепления, в зависимости от управляющих воздействий. Для определения оптимальных параметров и отработки алгоритмов системы управления ЭППС необходимо создание математической модели, которая с допустимой точностью описывает процессы, протекающие при работе электропневматического привода.

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является экспериментальное получение статической характеристики механизма выключения сцепления транспортного средства и использование полученных результатов для создания уточненной математической модели электропневматического привода управления сцеплением.

Построение математической модели с использованием экспериментальных данных. Для создания математической модели ЭППС была разработана блок-схема представленная на рис. 1.

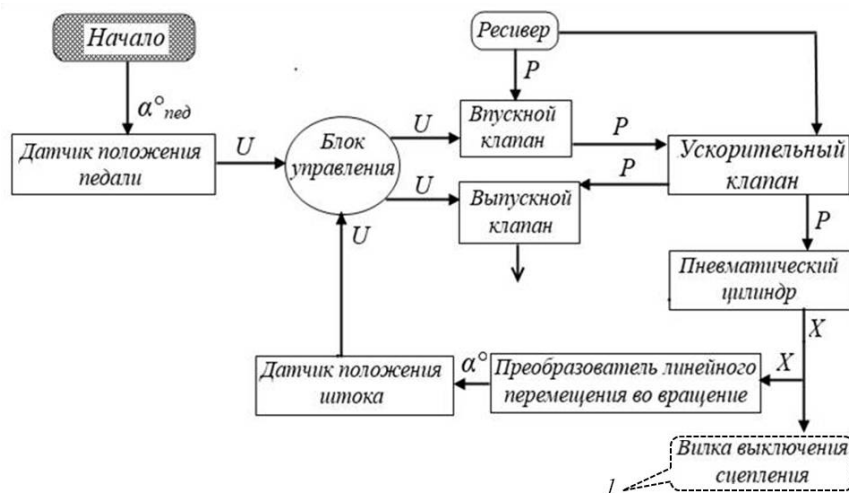


Рисунок 1 – Блок-схема математической модели ЭППС

На приведенной блок-схеме шток пневматического цилиндра при перемещении воздействует на вилку выключения сцепления 1. Для получения более реалистичных результатов работы математической модели к вилке выключения сцепления 1 должны быть приведены все силы, противодействующие выключению сцепления. Включение в математическую модель блока, моделирующего работу механизма сцепления, приведет к значительному ее усложнению и появлению дополнительных погрешностей. Поскольку основной задачей предлагаемой математической модели является проверка алгоритма работы системы управления ЭППС, было предложено в качестве элемента противодействия перемещению штока использовать блок, отображающий статическую характеристику механизма сцепления транспортного средства полученную экспериментальным путем. Такой подход позволит повысить точность моделирования без усложнения математической модели.

Для получения статической характеристики механизма сцепления на кафедре технической эксплуатации и сервиса автомобилей ХНАДУ был создан экспериментальный стенд, структурная схема которого представлена на рис. 2.

Экспериментальный стенд, созданный на базе силового агрегата автомобиля КАМАЗ 5320, позволяет записать процесс перемещения штока исполнительного механизма при включении-выключении сцепления и характер изменения давления в силовой полости исполнительного механизма ЭППС в виде цифрового файла формата *.xls, что дает возможность представлять результаты в качестве диаграмм и графиков. При проведении экспериментальных исследований использовался электропневматический привод сцепления разработанный в ХНАДУ.

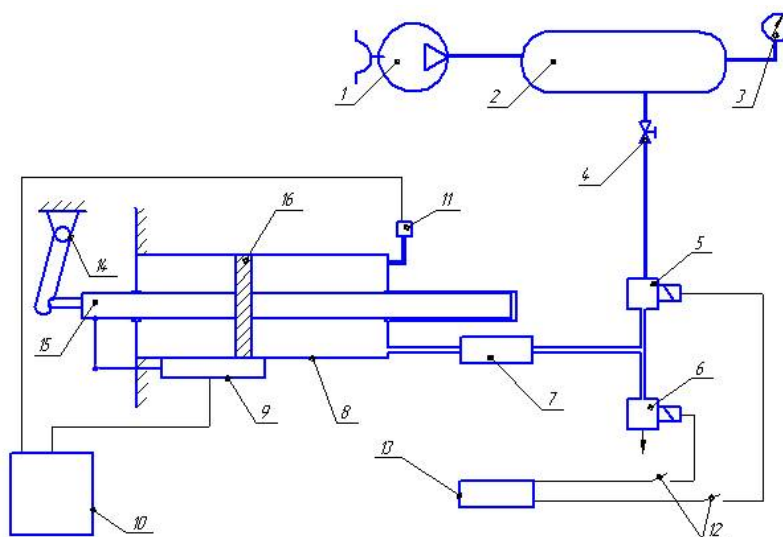


Рисунок 2 – Структурная схема экспериментального стенда: 1 – компрессор, 2 – ресивер, 3 – манометр, 4 – кран, 5 – впускной электропневмоклапан, 6 – выпускной электропневмоклапан, 7 – регулятор давления, 8 – исполнительный механизм, 9 – датчик положения штока, 10 – измерительный комплекс, 11 – датчик давления, 12 – выключатель, 13 – блок питания, 14 – вилка выключения сцепления, 15 – толкатель, 16 – поршень исполнительного механизма

В ходе проведения эксперимента в ресивере 2 устанавливается максимальное давление 0.8 МПа. При помощи регулятора давления 7 в силовой полости исполнительного механизма 8 устанавливаются значения давления от 0 до 0.8 МПа с интервалом 0.025 МПа.

Для построения ветви статической характеристики, которая отображает прямой ход поршня исполнительного механизма, были проведены замеры хода штока исполнительного механизма сцепления при разных значениях давления.

При открытии впускного электропневмоклапана 5, сжатый воздух из ресивера 2 через регулятор давления 7, поступая в силовую полость исполнительного механизма 8, приводит к перемещению поршня 16 в некоторое промежуточное положение. При помощи измерительного комплекса 10, а также датчиков 9 и 11 фиксировалось значение перемещения поршня 16 и давления в силовой полости исполнительного механизма 8.

При получении данных для построения обратной ветви статической характеристики необходимо ступенчато понижать давление в силовой полости исполнительного механизма 8. Для этого на выходе из силовой полости был установлен регулятор давления 7. В силовой полости исполнительного механизма 8 устанавливалось максимальное давление 0.8 МПа и при помощи регулятора 7

ступенчато знижалося з інтервалом 0.025 МПа. При цьому, як і в першому випадку, фіксувалися значення переміщення поршня 16 і тиску в робочій порожнині виконавчого механізму 8. Для підтвердження достовірності отриманих результатів кожен вимір був виконаний 3 рази. В подальших розрахунках використовувалися усереднені значення.

Знаючи геометричні параметри елементів виконавчого механізму ЕППС (рис. 3) і значення тиску можна визначити силу, що діє на поршень, Н:

$$F_i = S \cdot P_i, \quad (1)$$

де P_i – поточне значення тиску в робочій порожнині виконавчого механізму, Па;
 S – площа поршня виконавчого механізму, м².

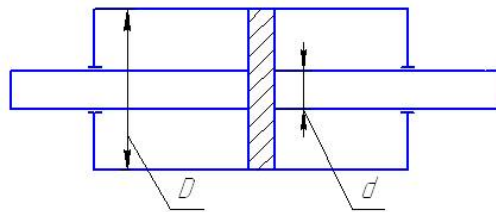


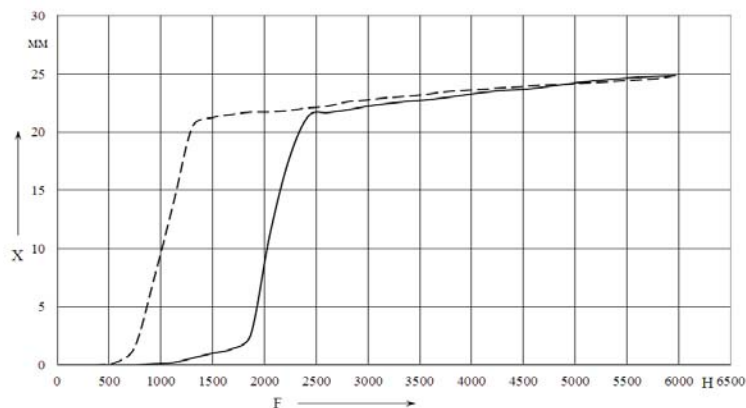
Рисунок 3 – Геометричні параметри виконавчого механізму ЕППС

Площа поршня виконавчого механізму ЕППС, м²:

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}, \quad (2)$$

де D – діаметр поршня виконавчого механізму, м;
 d – діаметр штока виконавчого механізму, м.

За отриманими значеннями сили на поршні виконавчого механізму ЕППС будуємо статичну характеристику механізму сцеплення транспортного засобу (рис. 4).



————— прямой ход штока исполнительного механизма;
 ----- обратный ход штока исполнительного механизма

Рисунок 4 – Залежність величини переміщення штока виконавчого механізму ЕППС від сили, що створюється на поршні

Выводы.

Полученная статическая характеристика механизма сцепления транспортного средства может использоваться в качестве сопротивления (элемента нагружения) при математическом моделировании различных приводов сцеплений и их составных частей. Это позволит значительно упростить процесс математического моделирования без снижения точности полученных результатов.

Проанализировав зависимость, представленную на рис. 4 можно сделать вывод, что для выключения сцепления можно ограничить давление воздуха в приводе до 0.4 МПа, что соответствует усилию на поршне исполнительного механизма ЭППС 3000 Н.

Список литературы: 1. Захарик Ю.М. Исполнительные механизмы систем автоматического управления механическими трансмиссиями// Грузовик & №4. – М.: ФГУП «Издательство «Машиностроение». – 2009. – С. 15-24. 2. Москаленко В.В. Электрический привод: Учеб. для электротехн. спец. техн. – М: Высшая школа, 1991. – 430с. 3. Руктеиель О.С. Электропневматический привод сцепления автопоезда / Руктеиель О.С., Захарик Ю.М., Черванев А.Д. – Автомобильная промышленность. – Вып. №10. – 1991. С.6– 7. 4. Захарик Ю.М. Исполнительные механизмы сцепления с электронным управлением / Ю.М. Захарик // Автомобильная промышленность, 2009. – №9 – С.28– 29. 5. Захарик Ю.М. Шаговые двигатели и системы управления сцеплениями автомобилей/ Ю.М. Захарик // Грузовик, 2005. – №8 – С.32– 34. 6. Богомолов В.А. Пути повышения быстродействия исполнительного механизма электропневматического привода сцепления автомобилей / Богомолов В.А., Клименко В.И., Михалевич Н.Г., Ярита А.А.// Вісник СевНТУ, серія Машиноприладобудування та транспорт– Севастополь: СевНТУ. – 2013. Вип. №142.– С.73 – 75.

Поступила в редколлегию 07.03.2014

УДК 621.83

Построение статической характеристики механизма выключения сцепления транспортного средства / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 8 (1051). – С. 109-113. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-6840.

Запропоновано алгоритм експериментального визначення статичної характеристики механізму зчеплення транспортного засобу, приведена конструкція експериментального стенду. Представлений варіант спрощення математичної моделі електропневматичного приводу зчеплення транспортного засобу шляхом використання у розрахунку експериментальних даних.

Ключові слова: статична характеристика, привод зчеплення, математична модель, експериментальний стенд, виконавчий механізм.

Building of the steady-state feature of the mechanism of the switching off the traction of the transport facility / V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, N. G. Mihalevich, A. A. Yarita // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 109-113. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-6840.

This paper deals the algorithm experimental determination of static characteristic the vehicle clutch mechanism, shows the construction experimental stand. Presents the variant of simplified mathematical model vehicle electro-pneumatic clutch based on a physical interpretation of experimental data.

Key words: static characteristic, clutch actuator, mathematical model, experimental stand, power cylinder.

УДК 621.66

И. А. ТАРАН, д-р техн. наук, доц., ГВУЗ «НГУ», Днепропетровск;
М. Н. ТРУБИЦИН, канд. техн. наук, доц., ГВУЗ «НГУ», Днепропетровск

ОБОБЩЕННАЯ ФОРМУЛА ОДНОПЛОСКОСТНОЙ БАЛАНСИРОВКИ ПРОИЗВОЛЬНЫХ ЖЕСТКИХ ВРАЩАЮЩИХСЯ ТЕЛ

В матричном виде получена обобщенная формула для одноплоскостной балансировки жестких вращающихся тел (роторов) методом амплитуд, направленная на уменьшение погрешностей получаемых результатов. Определены условия существования решения задачи методом трех пробных пусков. Проведен сравнительный анализ накопления погрешностей расчета при неточном задании исходных данных. Даны рекомендации по предварительной оценке результатов последнего, третьего пуска.

Ключевые слова: балансировка, ротор, пробный пуск, погрешность.

Введение. Задача балансировки произвольных жестких вращающихся тел (роторов) подразумевает совмещение главной центральной оси инерции ротора с осью его вращения. Если поперечный размер балансируемого ротора значительно больше продольного (вдоль оси вращения) размера, то такой ротор можно считать плоским диском. В этом случае для балансировки диска необходимо, чтобы его центр масс лежал на оси вращения – это известная задача одноплоскостной балансировки [1]. Ее можно решать методами статической и более общей и точной динамической (моментной) балансировки [2].

Анализ последних достижений и публикаций. Наиболее распространенными способами решения задач динамической балансировки являются: метод фаз и амплитуд [3] и метод амплитуд [4]. В обоих методах отслеживаются реакции линейной механической системы «вращающийся ротор» на вносимые возмущения – пробные дисбалансы $d_{np} = m_{np} \cdot r_{np}$ (m_{np} – масса пробного груза, положительная, если груз прикрепляется к ротору, отрицательная, если масса удаляется с ротора; r_{np} – радиус расположения пробного груза). Пробный дисбаланс имеет свою угловую координату φ_{np} . Измерение колебаний опор вращающегося ротора с присоединенными d_{np} традиционно называются пробными пусками. А запуск ротора с начальным, собственным и неизвестным пока дисбалансом $d_0 = m_0 \cdot r_0$ (с угловой координатой φ_0) называется нулевым пуском. Считается, что все замеры колебаний опор на всех пусках производятся при одной и той частоте вращения ротора ω . Возникающая при этом центробежная сила инерции $F = m \cdot r \cdot \omega^2 = d \cdot \omega^2$ от каждого дисбаланса воспринимается опорами и вносит своё слагаемое (с амплитудой A , фазой α) в колебания опор. Отметим, что в силу линейных свойств рассматриваемой механической системы амплитуда A пропорциональна возмущающей силе F , а фаза колебаний опоры α сдвинута относительно фазы дисбаланса d на некоторую величину δ [3, с.194].

Цель исследования, постановка задач. Сформулируем задачу одноплоскостной балансировки: отбрасывая из рассмотрения собственный вес ротора, при производстве минимального количества пусков (включая нулевой) определить величину d_0 и расположение φ_0 исходного дисбаланса плоского диска, для последующего совмещения его центра масс с осью вращения путем удаления лишней или добавления недостающей массы, т.е. нанесения на ротор корректирующего дисбаланса $d_{корр} = m_{корр} \cdot r_{корр} = -d_0$, с угловой координатой $\varphi_{корр} = \varphi_0$ при $m_{корр} < 0$ (удаление массы) и $\varphi_{корр} = \varphi_0 + \pi$ при $m_{корр} > 0$ (добавление массы). В связи с тем, что

© И. А. Таран, М. Н. Трубицин, 2014

дисбалансы, силы инерции и колебания наглядно представляются векторами, наиболее простой вид решения задач балансировки при использовании метода фаз и амплитуд удобно получить, применив комплексные числа в Эйлеровой форме [3]: дисбалансы $D=d \cdot e^{i\varphi}$; амплитуды $Am=A \cdot e^{i\alpha}$; динамические коэффициенты влияния (ДКВ) $K=k \cdot e^{i\delta}$, где $i = \sqrt{-1}$ – мнимая единица.

При этом модуль k комплексного числа K будет иметь смысл масштабного, переводного коэффициента, показывающего, во сколько раз изменилась величина амплитуды по сравнению с величиной дисбаланса, т.е. в комплексной форме

$$Am=A \cdot e^{i\alpha} = K \cdot D = (k \cdot d) \cdot e^{i(\varphi + \delta)}.$$

Удачный переход от скалярных (амплитуды и фазы) представлений рассматриваемых величин к векторным (комплексные числа) подсказал идею и цель настоящей работы. **Идея** – выявление взаимосвязи между выводами обобщенных формул метода фаз и амплитуд и метода амплитуд при однозначном определении параметров d_0 , φ_0 , k с помощью минимального количества пробных пусков и использование матричных обозначений. **Цель работы** – вывод и тестовая проверка обобщенной формулы одноплоскостной балансировки методом амплитуд, направленная на уменьшение погрешностей получаемых результатов d_0 , φ_0 и k . Выполнение этих пунктов будет способствовать в дальнейшем разработке способов и алгоритмов балансировки, исключающих применение вибродатчиков.

Материалы исследования. В виду наличия в методе фаз и амплитуд только двух комплексных неизвестных D и K для их определения необходимо иметь два условия, которые формируют простую систему двух линейных уравнений (1) с комплексными коэффициентами по результатам всего двух пусков нулевого и первого. Остальные пуски можно считать проверочными.

$$\begin{cases} Am_0 = K \cdot D_0 \\ Am_1 = K \cdot (D_0 + D_1) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} D_0 = \frac{Am_0}{Am_1 - Am_0} \cdot D_1 \\ K = \frac{Am_1 - Am_0}{D_1} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} m_0 r_0 = |D_0|; & \varphi_0 = \arg(D_0); \\ k = |K|; & \delta = \arg(K); \end{cases} \quad (1)$$

Отметим, что при производстве пусков возникают естественные погрешности получения величин и фаз, и амплитуд, связанные с погрешностями вибродатчиков и отметчика положения ротора. При проведении расчетов может произойти накопление погрешностей, зависящее от величин погрешностей четырех исходных (полученных в результате опытов) параметров α_0 , α_1 , Am_0 и Am_1 . Несомненной положительной чертой метода фаз и амплитуд является рассмотрение ДКВ. При балансировке партий однотипных роторов, на одинаковых опорах знание комплексного числа K позволяет уже на втором и последующих балансируемых роторах обходиться всего одним (начальным) пуском и определять исходный дисбаланс ротора из первого уравнения вышеприведенной системы $D_0 = Am_0 / K$.

Рассмотрим метод амплитуд для одноплоскостной балансировки, еще он называется методом трех пусков [2, 4]. Правильней его было бы называть методом трех пробных пусков, т.к. с учетом начального пуска это уже будет метод четырех пусков. Действительно, неизвестных по-прежнему четыре d_0 , φ_0 , k и δ , но сдвиг фаз δ здесь получить не представляется возможным. В специальной литературе [2, 4] и др. для этой задачи вводятся различные шаблонные упрощения (которые, к сожалению, не всегда можно применить) для трех пробных пусков:

- пробные дисбалансы имеют одинаковую величину

$$m_1 r_1 = m_2 r_2 = m_3 r_3 = m r = d_{np}; \quad (2)$$

- пробные дисбалансы равномерно расположены по угловой координате, т.е.

$$(\varphi_1 \varphi_2 \varphi_3) = (0^\circ 120^\circ 240^\circ); \quad (3)$$

- пробные дисбалансы расположены специальным образом по угловой координате

$$(\varphi_1 \varphi_2 \varphi_3) = (0^\circ 90^\circ 180^\circ). \quad (4)$$

Конкретные рекомендации, в каких случаях применять те или иные упрощения в перечисленной литературе отсутствуют. Рассмотрим традиционную графическую векторную интерпретацию задачи балансировки методом амплитуд. Экспериментально доказано [3], что вектора амплитуд колебаний опор ротора «запаздывают» относительно порождающих их векторов дисбалансов, т.е. имеют сдвиг фаз δ , рис. 1,а. Причем этот сдвиг является постоянной величиной для каждой рассматриваемой опоры и не зависит от величины дисбаланса. При таком свойстве векторов амплитуд колебаний опор ротора надобность в нахождении угла δ отпадает, а векторные треугольники дисбалансов и соответствующих им амплитуд будут подобны с коэффициентом подобия k .

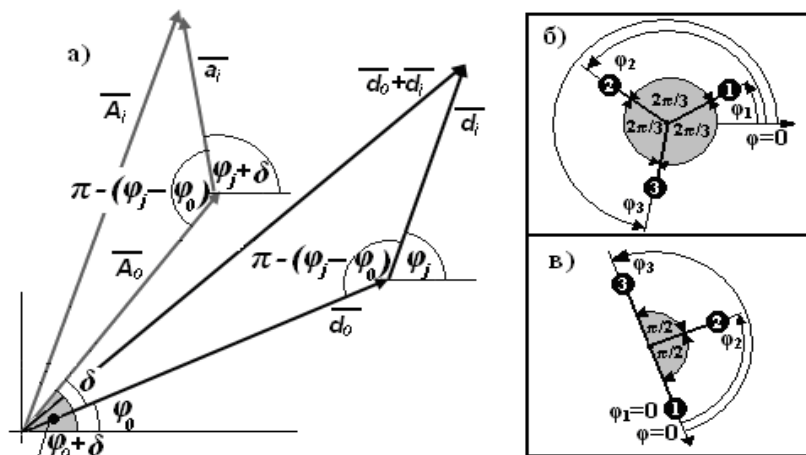


Рисунок 1 – Расположение дисбалансов и возникающих амплитуд: а – векторные треугольники амплитуд; б и в – специальное расположение трех пробных дисбалансов

При производстве нулевого и j -того пробного пусков получим, соответствующие амплитуды и дисбалансы, связанные системой уравнений.

$$\begin{cases} A_0 = k \cdot d_0 = k \cdot m_0 r_0 \\ A_j = k \cdot \sqrt{d_0^2 + d_j^2 + 2d_0 d_j \cos(\varphi_j - \varphi_0)} \end{cases} \quad j = 1, 2, 3$$

Исключая из этой системы коэффициент подобия k и вводя безразмерную амплитуду

$$\lambda_j = A_j / A_0$$

получим окончательную систему трех линейных уравнений, позволяющую получить однозначное решение поставленной задачи.

$$\left\{ (1 - \lambda_j) (m_0 r_0)^2 \right\} + 2 m_j r_j \cos \varphi_j \{ m_0 r_0 \cdot \cos \varphi_0 \} + 2 m_j r_j \sin \varphi_j \{ m_0 r_0 \cdot \sin \varphi_0 \} = - (m_j r_j)^2$$

Искомые неизвестные в этой системе взяты в фигурные скобки. Тогда обобщенную формулу метода амплитуд одноплоскостной балансировки можно представить в удобной матричной форме (5) легко поддающейся программированию.

$$\begin{bmatrix} (m_0 r_0)^2 \\ m_0 r_0 \cdot \cos \varphi_0 \\ m_0 r_0 \cdot \sin \varphi_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_1^2 - 1 & -2 m_1 r_1 \cdot \cos \varphi_1 & -2 m_1 r_1 \cdot \sin \varphi_1 \\ \lambda_2^2 - 1 & -2 m_2 r_2 \cdot \cos \varphi_2 & -2 m_2 r_2 \cdot \sin \varphi_2 \\ \lambda_3^2 - 1 & -2 m_3 r_3 \cdot \cos \varphi_3 & -2 m_3 r_3 \cdot \sin \varphi_3 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} (m_1 r_1)^2 \\ (m_2 r_2)^2 \\ (m_3 r_3)^2 \end{bmatrix} \quad (5)$$

Введение в рассмотрение для общего случая угла $\varphi_1 \neq 0$ позволяет на практике не привязываться к одной системе угловых координат, а использовать удобные системы отсчета углов. Это имеет несомненное практическое преимущество, особенно когда по техническим причинам нельзя устанавливать пробные грузы по одному принципу (равномерно по окружности, через 90° , или комбинацией из двух слагаемых-грузов).

Получение менее громоздких аналитических выражений возможно лишь при использовании алгебры матриц и последовательном рассмотрении условий (2, 3, 4). Принятие условия (3) $(\varphi_1 \varphi_2 \varphi_3) = (0^\circ 120^\circ 240^\circ)$ для углов пробных дисбалансов дает

$$\begin{bmatrix} m_0 r_0 \\ m_0 r_0 \cos \varphi_0 \\ m_0 r_0 \sin \varphi_0 \end{bmatrix} = m r \cdot \begin{bmatrix} \sqrt{\frac{3}{\sum_{j=1}^3 \lambda_j^2 - 3}}; & \frac{1}{2} \cdot \frac{3 \lambda_1^2 - \sum_{j=1}^3 \lambda_j^2}{\sum_{j=1}^3 \lambda_j^2 - 3}; & \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \frac{\lambda_2^2 - \lambda_3^2}{\sum_{j=1}^3 \lambda_j^2 - 3} \end{bmatrix}^T \quad (6)$$

Подстановка (4) $(\varphi_1 \varphi_2 \varphi_3) = (0^\circ 90^\circ 180^\circ)$ в (5) позволяет получить

$$\begin{bmatrix} m_0 r_0 \\ m_0 r_0 \cos \varphi_0 \\ m_0 r_0 \sin \varphi_0 \end{bmatrix} = m r \cdot \begin{bmatrix} \sqrt{\frac{2}{\lambda_1^2 + \lambda_3^2 - 2}}; & \frac{\lambda_1^2 - \lambda_3^2}{2(\lambda_1^2 + \lambda_3^2 - 2)}; & \frac{3 \lambda_2^2 - \sum_{j=1}^3 \lambda_j^2}{2(\lambda_1^2 + \lambda_3^2 - 2)} \end{bmatrix}^T \quad (7)$$

В случае установки пробных и корректирующих грузов на окружности одного радиуса R ($R = r = r_0$) из выражений (6 и 7) можно сокращением исключить r и r_0 . Правильность полученной формулы подтверждается выражением для нахождения фазы исходного дисбаланса, [2, с 94]

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{(A_1^2 - A_2^2)(1 - \cos \beta) - (A_1^2 - A_3^2)(1 - \cos \alpha)}{(A_1^2 - A_2^2) \sin \beta - (A_1^2 - A_3^2) \sin \alpha},$$

где обозначениям Левита [2] соответствует: $\alpha = \varphi_2 - \varphi_1$; $\beta = \varphi_3 - \varphi_1$; $\gamma = \varphi_0$. И для $\varphi_1 = 0$, с учетом $\lambda_j = A_j / A_0$, получаем следствие из обобщенной формулы и более лаконичный

вариант нахождения $tg \varphi_0$ при равномерной расстановке пробных грузов через 120° , рис. 2б.

Покажем преимущество использования полученной формулы (5) на рассмотренном в [2] примере одноплоскостной балансировки тонкого диска. Необходимо произвести балансировку диска методом трех пробных пусков при помощи одного пробного грузика массой 20г. Установку пробных и уравнивающих масс, а также, при необходимости, удаление корректирующей массы с диска производить на одной и той же окружности радиуса R . Результаты замеров колебаний опор приведены в следующей таблице.

Таблица 1 – Колебания опоры ротора в зависимости от расстановки пробного груза

Названия пусков	нулевой	пробные		
Номера пусков	0	1	2	3
Величина амплитуды на опоре, ед.	29	20	32	42
Фазы установки пробного груза ($m_{np}=20g$), градусы	-	0	120	240
Относительные амплитуды A_0/A_j	1	0,69	1,103	1,148

Имеем случай одинаковых пробных грузов $mr = m_{np} \cdot R$ при их равномерной расстановке – вариант (3), т.е. можно применить формулу (6). Приняв, по условию задачи $r_0 = R = r$, получаем из (6)

$$\begin{bmatrix} m_0 \\ m_0 \cos \varphi_0 \\ m_0 \sin \varphi_0 \end{bmatrix} = 20 \cdot \begin{bmatrix} 1,949 \\ -1,495 \\ -0,966 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 38,956 \\ -29,895 \\ -19,274 \end{bmatrix} \Rightarrow \varphi_0 = -147,189^\circ$$

Как видно, теперь в проводимом балансировочном расчете можно опустить следующие логические действия:

- расстановки амплитуд по убыванию (выбор максимальной амплитуды);
- учета зависимости направления отсчета углов φ_j от направления вращения ротора;
- определения интервалов (дуг) расположения «легкой» или «тяжелой» точек;
- выбора, в виду известного тригонометрического равенства $tg \varphi = tg(\varphi \pm \pi)$, нужного значения $tg \varphi_0$, не всегда совпадающего с главным значением.

Предлагаемая формула (5) позволяет также опустить так называемые контрольные пуски (определяющие необходимость добалансировки, в случае ошибочного выбора φ_0 или знака корректирующей массы), т.к. выдает однозначное расположение и величину исходного дисбаланса ротора.

Рассмотрим область применимости полученной зависимости. Здесь нас интересуют вопросы областей существования решений приведенного уравнения, т.к. это непосредственно связано с практическими вариантами, когда ротор невозможно отбалансировать или «ротор не подлежит балансировке». Если принять гипотетический случай, что пробные и корректирующие дисбалансы могут иметь сколь угодно большие значения, то наиболее общим остается условие существования решения задачи одноплоскостной балансировки - невырожденность матрицы (5).

В дальнейшем, здесь представляют интерес вопросы, связанные с поиском явных зависимостей между d_0 , φ_0 и исходными данными – амплитудами $A_0 \dots A_3$ на основе специальной расстановки специальных пробных масс. Налицо новая

интереснейшая задача, решение которой может позволить отказаться от дорогостоящих точных приборов за счет менее точных, но позволяющих накопить одинаковую погрешность.

Подводя итоги проделанным действиям, заключаем, что задача определения накопления погрешностей при одноплоскостной балансировке требует более детального рассмотрения и учета взаимного расположения всех дисбалансов, соотношения их масс, последовательности установки пробных масс, влияние не постоянства скорости вращения ротора и т.д., поэтому она в рамках одной работы рассмотрена быть не может.

Выводы

1. Выведена обобщенная формула одноплоскостной балансировки (5) и на ее основе разработана методика, позволяющая для произвольной расстановки исходного и пробного дисбалансов найти положение центра масс балансируемого плоского диска.

2. Обоснована возможность предпочтения усложнения алгоритма решения задачи одноплоскостной балансировки (неявный, скрытый вид формул, включение задачи обращения матриц) по сравнению с приемами упрощающими расчет (ручной, графический, но не компьютерный) и увеличивающими количество логических и геометрических действий.

3. Разработанная формула позволяет получить однозначное решение задачи одноплоскостной балансировки за минимальное количество пробных пусков – три, и при этом отказаться от четвертого проверочного пуска.

4. В качестве условия применимости полученной формулы предлагается взять условие невырожденности обращаемой матрицы (5).

Список литературы: 1. *Левит М.Е.* Балансировка деталей и узлов / М.Е. Левит, В.М. Рыженков. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с. 2. *Гольдин А.С.* Вибрация роторных машин / А.С. Гольдин. – М.: Машиностроение, 2000. – 344 с. 3. *Левит М.Е.* Справочник по балансировке / М.Е. Левит. – М.: Машиностроение, 1992. – 464 с. 4. *Штейнвольф Л.И.* Динамические расчеты машин и механизмов / Л.И. Штейнвольф. – М.: Машгиз, 1961. – 240с.

Поступила в редколлегию 06.03.2014

УДК 621.66

Обобщенная формула одноплоскостной балансировки произвольных жестких вращающихся тел / И. А. Таран, М. Н. Трубицин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 114-119. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-6840.

У матричному вигляді отримана узагальнена формула для одноплощинного балансування жорстких обертових тіл (роторів). Визначено умови існування розв'язку задачі методом трьох пробних пусків. Проведено порівняльний аналіз накопичення похибок розрахунку при неточному завданні вихідних даних. Надано рекомендації з попередньою оцінкою результатів останнього, третього пуску.

Ключові слова: балансування, ротор, пробний пуск, похибка.

Generalized formula balancing arbitrary rigid rotating bodies / I. A. Taran, M. N. Trybican // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 114-119. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-6840.

In matrix form obtained generalized formula for odnoploskostnoy hard balancing rotating bodies (rotors). The conditions of existence of a solution by the three test runs. A comparative analysis of the accumulation of errors in the calculation of inaccuracy of the original data. Recommendations on the preliminary assessment of the results of the latter, the third starter.

Keywords: balancing, rotor, test run, error.

УДК 629.1.032

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

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ДВОСТУПІНЧАСТИХ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИХ РЕСОР СИСТЕМ ПІДРЕСОРИЮВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Пропонується методика розрахунку заправних тисків і об'ємів пневмоциліндрів та побудови пружних характеристик двоступінчастих пневмогідролічних ресор підвіски транспортних засобів, відповідно до необхідної приведеної жорсткості та з урахуванням змінної величини силового та кінематичного чисел підвіски. Методика дозволяє підвищити точність розрахунків параметрів ресор та забезпечити розташування власних частот коливань підресореного корпусу у необхідних межах, що позитивно позначиться на плавності ходу транспортного засобу.

Ключові слова: транспортний засіб, пневмогідролічна ресора, приведена жорсткість підвіски, заправний тиск, заправний об'єм, силове передатне число, кінематичне передатне число.

Вступ. Суперечливість вимог, що зростають, які висуваються до підвісок транспортних засобів, викликає, поряд з удосконаленням традиційних пружних елементів (ресор, пружин, торсіонів), необхідність застосування пневматичних пружних елементів та розробки методик їх розрахунку.

Аналіз останніх досліджень. На цей час, при розрахунках параметрів та характеристик пневмогідролічних ресор (ПГР) підвіски транспортних засобів використовуються або досить спрощені методики [1,2], що забезпечують попередній вибір параметрів з подальшим їх уточнення в процесі стендових та натурних випробувань, або складні математичні моделі, призначені для проведення параметричної оптимізації [3,4].

Постановка проблеми. Актуальною є проблема розробки методик знаходження параметрів та побудови характеристик ПГР, що дозволяє інженерам-конструкторам, без застосування складного математичного апарату, доволі точно розраховувати та оцінювати вплив тих чи інших параметрів ПГР і забезпечувати необхідну плавність ходу транспортного засобу.

Результати досліджень. Розглянемо методику, що пропонується, на прикладі розрахунку параметрів та характеристик двоступінчастої ПГР гусеничної машини із наступними вихідними даними: підресорена вага машини $G_n = 42000$ кг, момент інерції підресореного корпусу машини відносно поперечної вісі, що проходить через ц.в. $I_y = 16000$ кг·м², коефіцієнт динамічності підвіски $K_\delta = 5$, динамічний хід підвіски $h_\delta = 0,32$ м, число опорних котків одного борту $NK = 6$, довжина опорної поверхні гусениці $L = 4$ м, радіус опорного котка $R_k = 0,33$ м, довжина балансира $R = 0,38$ м, довжина важеля балансира $r_\delta = 0,17$ м, кут між балансиrom і важелем $\xi = 120^\circ (2,0944)$, кут між балансиrom і горизонталлю у статичному стані $\beta = 30^\circ$, $L_n = 0,5$ м, $H_n = 0,3$ м. Підвіску будемо вважати симетричною, виставку всіх котків однаковою. Отже, у цьому випадку, приведені жорсткості підвісок C_{ni} також будуть однаковими і рівними C_n .

Принципова схема даної ПГР представлена на рис. 1. Робота підвіски відбувається наступним чином. При русі котка нагору (прямий хід) поршень 3 витісняє робочу рідину з порожнини гідроциліндра 4, по двом трубопроводам 5, через золотникові розподільники 6, отвори 8, у порожнини 1-го та 2-го пневмоциліндрів, що

© В. В. Дущенко, О. М. Агапов, 2014

мають відповідно поршні-роздільники 1 і 2. При цьому стискується газ спочатку в 1-му пневмоциліндрі, а потім і у 2-му, де заправний тиск у два-три рази вищий. Спрацьовування клапана амортизатора 7 відбувається при певному перепаді тиску p_1 і p_2 . На зворотньому ході, під дією енергії, що запасена стисненим газом, відбувається витиснення робочої рідини з порожнин 2-го та 1-го пневмоциліндрів у порожнину гідроциліндра 4, причому з 2-го пневмоциліндра робоча рідина витісняється тільки через отвори 8. Таким чином, робота підвіски забезпечується за допомогою пружних елементів – пневмоциліндрів, а демпфірування коливань корпусу машини здійснюється при перетіканні робочої рідини по трубопроводах, золотникових розподільниках, через отвори 8 та клапан амортизатора 7.

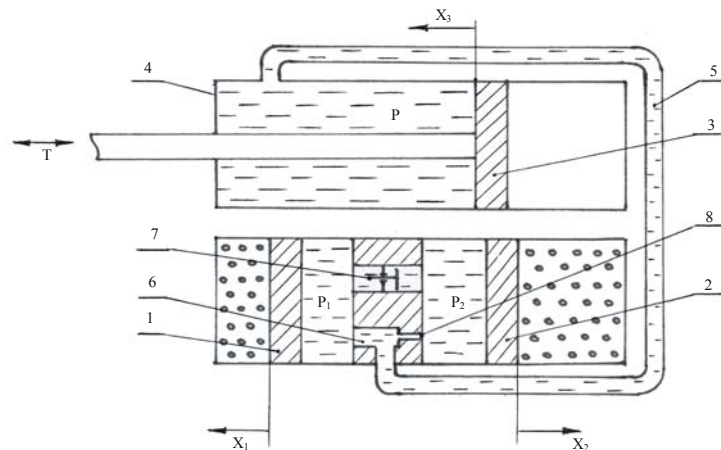


Рисунок 1 – Принципова схема двоступінчастої ПГР:

1,2 – поршні-роздільники; 3 – поршень гідроциліндра; 4 – гідроциліндр;
5 – трубопровід; 6 – золотниковий розподільник; 7 – клапан амортизатора;
8 – отвір

1. Визначимо можливі межі зміни приведеної жорсткості підвіски C_n в статичному положенні та виберемо її попереднє значення, виходячи із припустимих меж зміни власних частот n_z і n_ϕ вертикальних і повздожньо-кутових коливань підресореного корпусу, які з ергономічних вимог повинні знаходитися у межах 0,8...2,0 Гц. Припустимий діапазон кругових частот буде

$$n_z, n_\phi = 0,8 \dots 2 \text{ Гц}; \Rightarrow \omega_z, \omega_\phi = 2\pi(0,8 \dots 2) = 5 \dots 12,6 \text{ с}^{-1}.$$

Оскільки, підвіска симетрична, відстань між котками буде дорівнювати $L/(NK-1) = 4/(6-1) = 0,8$ м, а масив відстаней від ц.в. до вісей котків по горизонталі (значення береться з "+" до носа машини і з "-" до корми) буде мати такі значення: l_k (2,0, 1,2, 0,4, -0,4, -1,2, -2,0).

Тоді

$$C_n = \frac{\omega_\phi^2 \cdot I_y}{2 \sum_{i=1}^{NK} l_{ki}^2} = \begin{cases} \text{при } \omega_\phi = 5 \text{ c}^{-1} \\ \frac{5^2 \cdot 16000 \cdot 9,81}{2(2 \cdot 2^2 + 2 \cdot 1,2^2 + 2 \cdot 0,4^2)} = 175,2 \frac{\kappa H}{\text{м}}; \\ \text{при } \omega_\phi = 12,6 \text{ c}^{-1} \\ \frac{12,6^2 \cdot 16000 \cdot 9,81}{2(2 \cdot 2^2 + 2 \cdot 1,2^2 + 2 \cdot 0,4^2)} = 1112,4 \frac{\kappa H}{\text{м}}; \end{cases} \quad (1)$$

з іншого боку

$$C_n = \frac{\omega_z^2 \cdot m_n}{2 \cdot 6} = \begin{cases} \frac{5^2 \cdot 42000}{12} = 87,5 \frac{\kappa H}{\text{м}}; \\ \frac{12,6^2 \cdot 42000}{12} = 555,7 \frac{\kappa H}{\text{м}}. \end{cases}$$

Таким чином, приведена жорсткість підвіски в статичному положенні повинна перебувати у межах

$$175,2 \frac{\kappa H}{\text{м}} < C_n < 555,7 \frac{\kappa H}{\text{м}}. \quad (2)$$

У силу того, що заданий динамічний хід достатньо великий, підвіску можна зробити порівняно "м'якої". Тому, попередньо виберемо $C_n = 200 \frac{\kappa H}{\text{м}}$.

2. Проведемо розрахунок кінематики підвіски, схема якої представлена на рис. 2.

а) Виберемо статичний хід підвіски, який зазвичай перебуває в межах $h_{CT} = 0,2 \dots 0,5 h_\delta$. Нехай $h_{CT} = 0,3 h_\delta = 0,096 \text{ м}$.

Тоді кут

$$\psi_0 = \arcsin\left(\frac{h_{CT}}{R} + \sin \beta\right) - \beta = 18,82^\circ. \quad (3)$$

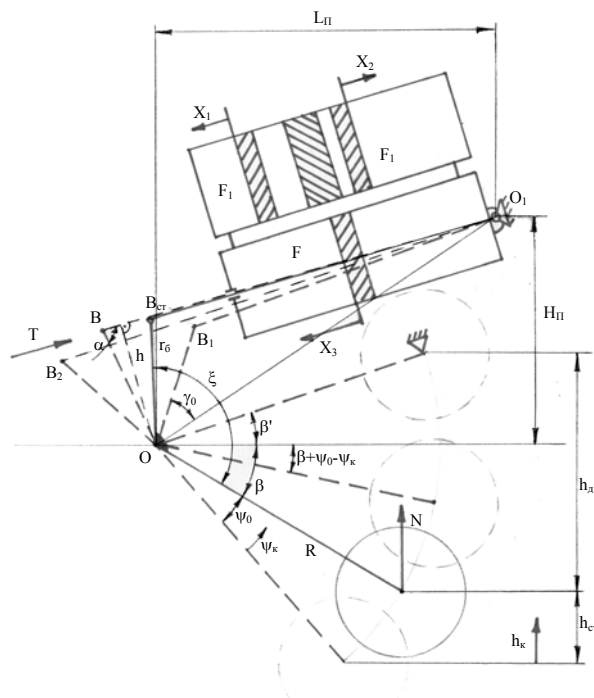


Рисунок 2 – Кінематична схема підвіски

б) Визначимо величину переміщення поршня гідроциліндра X_{3CT} , що відповідає статичному ходу підвіски.

$$X_{3CT} = B_{CT}O_1 - B_1O_1. \quad (4)$$

По теоремі косинусів

$$\begin{aligned} B_{CT}O_1 &= \sqrt{r_o^2 + OO_1^2 - 2 \cdot r_o \cdot OO_1 \cdot \cos(\gamma_o + \psi_o)}; \\ B_1O_1 &= \sqrt{r_o^2 + OO_1^2 - 2 \cdot r_o \cdot OO_1 \cdot \cos(\gamma_o)}. \end{aligned} \quad (5)$$

$$\text{де } OO_1 = \sqrt{L_{II}^2 + H_{II}^2} = 0,583 \text{ м}; \quad \gamma_o = \xi - \psi_o - \beta - \arctg \frac{H_{II}}{L_{II}} = 40,22^\circ. \quad (6)$$

Кут γ_o відповідає повністю засунутому штоку ПГР.

Тоді: $B_{CT}O_1 = 0,516 \text{ м}; B_1O_1 = 0,466 \text{ м}; \Rightarrow X_{3CT} = 0,516 - 0,466 = 0,05 \text{ м}.$

в) Визначимо величину X_{3II} переміщення поршня гідроциліндра при реалізації повного ходу підвіски $h_{CT} + h_o$.

$$X_{3II} = B_2O_1 - B_1O_1 = \sqrt{r_o^2 + OO_1^2 - 2 \cdot r_o \cdot OO_1 \cdot \cos(\gamma_o + \psi_o + \beta + \beta')} - B_1O_1, \quad (7)$$

$$\text{де } \beta' = \arcsin\left(\frac{h_o}{R} - \sin\beta\right) = 20^\circ. \quad \text{Тоді } X_{3II} = 0,658 - 0,466 = 0,192 \text{ м}.$$

г) Знайдемо силове i_C та кінематичне i_K передатні числа підвіски

$$i_C = \frac{R \cdot \cos(\psi_o + \beta - \psi_K)}{r_o \cdot \sin\alpha}; \quad i_K = \frac{h_K}{X_3}. \quad (8)$$

Розташування кутів ψ_K і α зрозуміло з рис. 2. Використовуючи теорему косинусів, визначимо, що $\alpha = \arccos\left(\frac{r_o^2 + BO_1^2 - OO_1^2}{2 \cdot r_o \cdot BO_1}\right),$ (9)

де BO_1 вираховується по формулі (5), куди замість кута ψ_o підставляється кут ψ_K .

Тоді $X_3 = BO_1 - B_1O_1$.

Задаючи послідовно значення кута ψ_K , побудуємо графіки зміни передатних чисел i_C і i_K , в залежності від ходу котка h_K , враховуючи, що

$$h_K = R [\sin(\psi_o + \beta) - \sin(\psi_o + \beta - \psi_K)]. \quad (10)$$

Із зазначених графіків, які представлено на рис. 3 випливає, що передатні числа в процесі реалізації повного ходу котка збільшуються в 1,25 та 1,4 рази. Таким чином, у подальших розрахунках необхідно використовувати їх змінну величину.

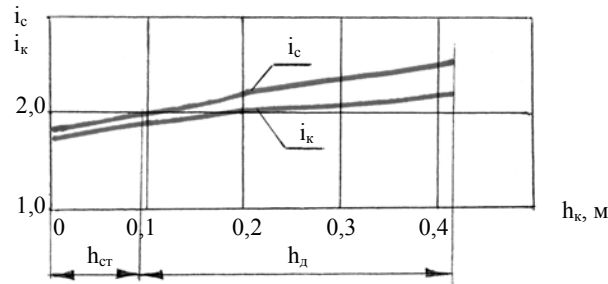


Рисунок 3 – Залежність силового та кінематичного передатних чисел підвіски від ходу котка

3. Визначимо площу F та діаметр D_n поршня гідроциліндра, виходячи з заданих коефіцієнта динамічності та максимального допустимого тиску.

$$N_{CT} = \frac{G_n}{2 \cdot N_K} = 34,34 \text{ кН}; \quad N_{max} = K_o \cdot N_{CT} = 171,7 \text{ кН}.$$

Максимальне зусилля на штоці ПГР буде $T_{max} = N_{max} \cdot i_c = 431 \text{ кН}$, де значення i_c , як і в наступних випадках, визначається в залежності від ходу підвіски за графіком, що зображений на рис. 3. Тоді

$$F = \frac{T_{max}}{[p_{max}]} = 0,0123 \text{ м}^2; \quad D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = 0,125 \text{ м},$$

де $[p_{max}] = 35 \text{ МПа}$ – тиск, що допускається за умов працездатності ущільнень.

4. Визначимо заправні об'єм V_{01} та тиск p_{01} 1-го пневмоциліндра.

Запишемо закон політропної зміни стану газу: $pV^n = \text{const}$.

Тут: p – тиск, V – об'єм, n – показник політропи, який для азоту змінюється в межах від 1,0 при дуже повільному стиску-розширенні та повному теплообміні з навколишнім середовищем (ізотермічний процес), до 1,4 при дуже швидкому стиску-розширенні і повній відсутності теплообміну з навколишнім середовищем (адіабатичний процес). Останній випадок відповідає швидкому підйому котка при наїзді на нерівність з великою швидкістю. Зазвичай, у практичних розрахунках при роботі ПГР у динаміці, в залежності від конструкції, використовують постійне значення n у межах 1,2...1,3.

Знайдемо тиск p_{CT} і об'єм V_{CT} 1-го пневмоциліндра в статичному положенні.

$$p_{CT} = \frac{T_{CT}}{F} = \frac{N_{CT} \cdot i_c}{F} = 5,58 \text{ МПа}.$$

Щоб визначити V_{CT} , запишемо у прирістах вираз для заданої приведеної жорсткості підвіски $C_{п.ст.}$ в окрузі статичного ходу $C_{п.ст.} = \frac{\Delta N}{\Delta h_K} = 200 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$.

Нехай $\Delta h_K = 0,01 \text{ м}$. Тоді $\Delta N = C_{п.ст.} \cdot \Delta h_K = 2 \text{ кН}$.

Запишемо для даного випадку закон політропної зміни стану газу, прийнявши $n = 1,0$.

$$p_{CT} \cdot V_{CT} = p^* V^*,$$

де $p^* = p_{CT} + \Delta p^* = \frac{(N_{CT} + \Delta N) \cdot i_C}{F} = 5,91 \text{ МПа};$

$$V^* = V_{CT} - \Delta V^*; \quad \Delta V^* = \frac{\Delta h_K}{i_K} \cdot F = 64,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Тоді $V_{CT} = \frac{p^* \cdot \Delta V^*}{p^* - p_{CT}} = \frac{5,91 \cdot 64,7 \cdot 10^{-6}}{5,91 - 5,58} = 1159 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$

З іншого боку $V_{CT} = V_{01} - \Delta V; \quad \partial \Delta V = F \cdot X_{3CT} = 615 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$

Тоді

$$V_{01} = V_{CT} + \Delta V = 1774 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad p_{01} = \frac{p_{CT} \cdot V_{CT}}{V_{01}} = 3,65 \text{ МПа}.$$

5. Знайдемо заправні об'єм V_{02} та тиск p_{02} 2-го пневмоциліндра. Визначимо динамічний хід підвіски h'_o , при якому повинен почати роботу 2-й пневмоциліндр, виходячи з умови, що приведена жорсткість підвіски наприкінці роботи тільки 1-го пневмоциліндра (його об'єм і тиск у цей момент будуть відповідно дорівнювати V'_k та p_K), не повинна перевищити $555,7 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$, при показнику політропи $n = 1,4$. Для цього побудуємо пружну характеристику підвіски у випадку роботи тільки 1-го пневмоциліндра, скориставшись наступними залежностями

$$N = \frac{T}{i_C} = \frac{p \cdot F}{i_C}; \quad p = p_{01} \left(\frac{V_{01}}{V} \right)^{1,4} = p_{01} \left(\frac{V_{01}}{V_{01} - X_3 F} \right)^{1,4}; \quad X_3 = \frac{h_K}{i_K}. \quad (11)$$

Задаючи з певним кроком величину ходу підвіски h_K , і послідовно обчислюючи вирази (11), можна отримати відповідне значення N вертикальної реакції на котку та побудувати пружну характеристику, що представлена на рис. 4. Тангенс кута нахилу дотичної, що відповідає жорсткості $C_{II} = 555,7 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$, у прийнятому масштабі N та h_K , буде дорівнювати

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{55,57}{50} \Rightarrow \alpha = 48^\circ.$$

Під отриманим кутом α , проведемо дотичну до пружної характеристики і визначимо точку A , до якої приведена жорсткість не перевищить задану величину. Їй буде відповідати динамічний хід підвіски $h'_o = 0,052 \text{ м}$.

Знайдемо об'єм V'_K та тиск p_K , що відповідають точці A .

$$V'_K = V_{01} - \frac{h_{CT} + h'_o}{i_K} \cdot F = 835,65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad p_K = p_{01} \left(\frac{V_{01}}{V'_K} \right)^{1,4} = 10,47 \text{ МПа}. \quad (12)$$

Після моменту, що розглядається, повинен почати працювати і 2-й пневмоциліндр, тому $p_{02} = p_K = 10,47 \text{ МПа}$.

Запишемо рівняння зміни стану газу у випадку роботи обох пневмоциліндрів.

$$[p_{max}] \cdot V_{min}^{1,4} = p_{02} \cdot (V_{02} + V'_K)^{1,4}, \quad (13)$$

де V_{min} – об'єм обох пневмоциліндрів при повному динамічному ході підвіски.

$$V_{min} = V_{02} + V'_K - (X_{3П} - \frac{h_{CT} + h'_0}{i_K}) \cdot F = V_{02} - 587,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Тоді з рівняння (13) отримаємо

$$V_{02} = \frac{\sqrt[1,4]{\frac{[p_{max}]}{p_{02}}} \cdot 587,6 \cdot 10^{-6} + V'_K}{\sqrt[1,4]{\frac{[p_{max}]}{p_{02}}} - 1} = 1626 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (14)$$

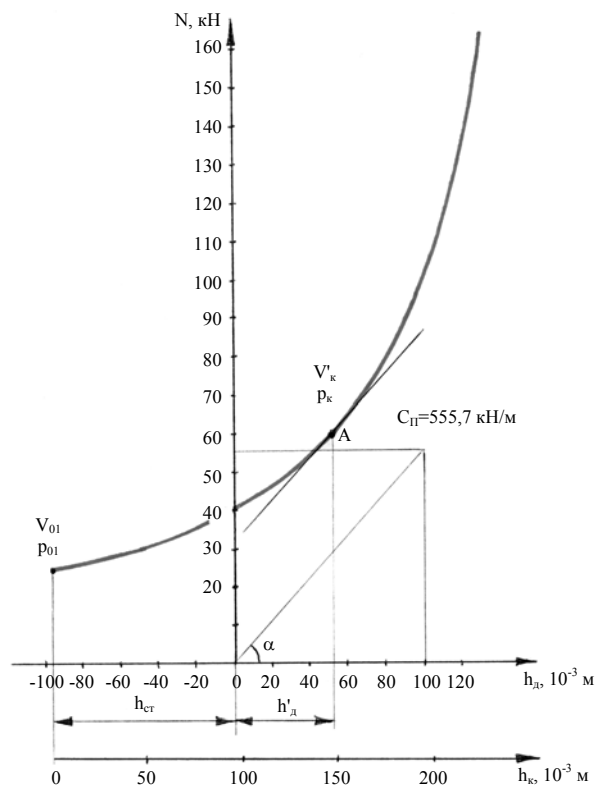


Рисунок 4 – Пружна характеристика підвіски при роботі тільки 1-го пневмоциліндра та показнику політропи 1,4

6. Побудуємо пружну характеристику підвіски $N = \Phi(h_K)$, що відповідає повному її ходу, для двох значень показника політропи $n = 1,0$ та $n = 1,4$.

При роботі тільки 1-го пневмоциліндра використовуються залежності (11). У випадку роботи обох пневмоциліндрів застосовуються наступні вирази:

$$N = \frac{T}{i_c} = \frac{p_T F}{i_c}; \quad p_T = p_{02} \left(\frac{V_{02} + V'_K}{V_T} \right)^n; \quad V_T = V_{02} + V'_K - \left(\frac{h_K}{i_K} - \frac{h_{CT}}{i_K} + h'_0 \right) F, \quad (15)$$

де передатні числа i_c та i_K беруться відповідними до значень ходу підвіски h_K (див. рис. 3).

При показнику політропи $n = 1,0$ необхідно визначити нове значення h'_0 та точку A' початку роботи 2-го пневмоциліндра.

$$V''_K = \frac{p_{01} V_{01}}{p_{02}} = 618,44 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad x''_3 = \frac{V_{01} - V''_K}{F} = 0,094 \text{ м}.$$

$$\text{Тоді } h''_K = x''_3 i_K = 0,185 \text{ м}; \quad h'_0 = h''_K - h_{CT} = 0,089 \text{ м}.$$

По результатам проведених розрахунків будуємо пружну характеристику, що представлена на рис. 5.

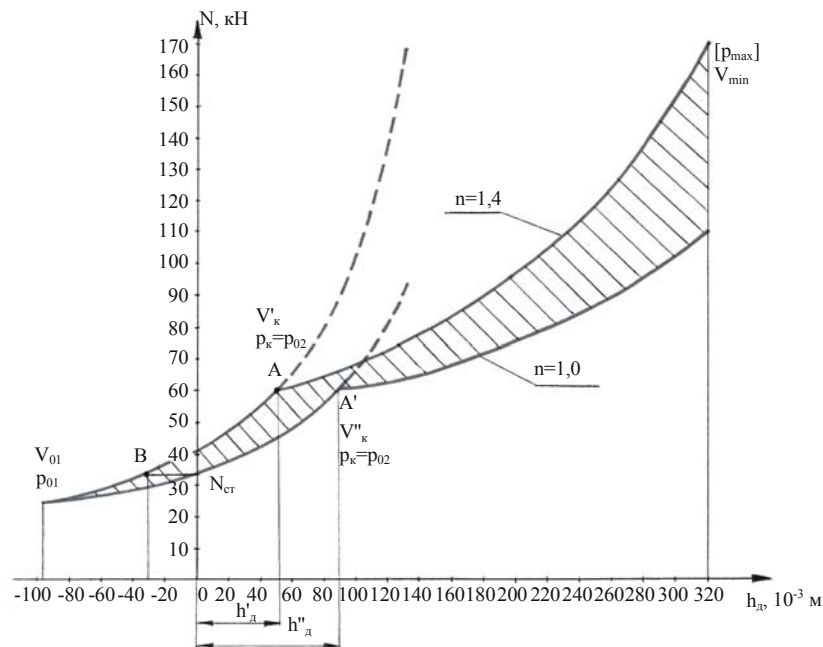


Рисунок 5 – Пружна характеристика підвіски

Аналізуючи дану характеристику, можна якісно оцінити її нестабільність, обумовлену зміною швидкості переміщення опорного котка. Як випливає з графіків, дана нестабільність досить істотна. При показнику політропи $n = 1,4$ статичний хід підвіски зменшується на 30мм (т. В). Однак, оскільки на практиці у чистому вигляді адіабатичні або ізотермічні процеси не зустрічаються, розглянута нестабільність насправді буде перебувати у менших межах.

Висновки. Запропонована методика розрахунку заправних тисків і об'ємів пневмоциліндрів та побудови пружних характеристик двоступінчастих пневмогідролічних ресор підвіски транспортних засобів дозволяє підвищити точність розрахунків параметрів ресор та забезпечити розташування власних частот коливань підресореного корпусу у необхідних межах, що позитивно позначиться на плавності

ходу транспортного засобу. У випадку подальшої параметричної оптимізації пневмогідравлічної ресори, дана методика дозволить одержати компоненти вихідного вектора проектних параметрів і визначити обмеження, що на них накладаються.

Список литературы: 1. Акопян Р.А. Пневматическое поддресоривание автотранспортных средств; ч.3 / Акопян Р.А. – Львов: Вища школа, 1984. – 240 с. 2. Раймпель И. Шасси автомобиля. Конструкции подвесок / Раймпель И.; [пер. с нем. В.П. Агапова]. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с. 3. Колебания в транспортных машинах / [Александров Е.Е., Грита Я.В., Дущенко В.В. и др.]; – Харьков: ХДПУ, 1996. – 256 с. 4. Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники / [Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Дущенко В.В. и др.]; – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – 354 с.

Надійшла до редколегії 07.03.2014

УДК 629.1.032

Методика розрахунку параметрів двоступінчастих пневмогідравлічних ресор систем підресорювання транспортних засобів / В. В. Дущенко, О. М. Агапов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 120-128. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-6840.

Предлагается методика расчета заправочных давлений и объемов пневмоцилиндров и построения упругих характеристик двухступенчатых пневмогидравлических ресор подвески транспортных средств, в соответствии с необходимой приведенной жесткостью и учетом переменной величины силового и кинематического чисел подвески. Методика позволяет повысить точность расчета параметров ресор и обеспечить расположение собственных частот колебаний поддресоренного корпуса в необходимых пределах, что благоприятно скажется на плавности хода транспортного средства.

Ключевые слова: транспортное средство, пневмогидравлическая рессора, приведенная жесткость подвески, заправочное давление, заправочный объем, силовое передаточное число, кинематическое передаточное число.

Method of calculating the parameters of the two-stage fluid-pressure spring suspension systems of vehicles / V. V. Dushchenko, O. N. Agapov // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 120-128. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-6840.

The method of calculation of filling pressures and volumes of air cylinders and two-stage construction of the elastic characteristics of the suspension springs pneumatichydraulic vehicles in accordance with the required stiffness and reduced into account variable force and kinematic properties of the suspension. The technique allows to improve the accuracy of calculating the parameters of springs and provide the location of the natural oscillation frequencies of the cushioning body to the extent necessary, which favorably affect the smooth running of the vehicle.

Keywords: vehicle, said fluid spring, reduced stiffness, filling pressure, filling volume, power gear ratio, kinematic ratio.

УДК 630.*375.4

Ю. О. СТИРАНІВСЬКИЙ, здобувач, НЛТУ України, Львів**МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТУ І КОЛІЄУТВОРЕННЯ РУШІЯМИ ЛІСОВИХ МАШИН**

Наведено огляд підходів до моделювання процесу багаторазового ущільнення ґрунтової поверхні мобільними машинами. За характеристику деформованості лісової ґрунтової поверхні прийнято еквівалентний модуль деформації з урахуванням ефекту зміцнення корінням, дерном чи лісосічними рештками. Для оцінки точності моделювання здійснено порівняння розрахункових і експериментальних даних. Наведено результати польових випробувань колісних лісопромислових тракторів LKT 81 і TAF 657 та розрахунок глибини колії від кількості проїздів лісових машин.

Ключові слова: ущільнення лісової ґрунтової поверхні, колієутворення, багаторазовий рух лісових машин.

Вступ. Робота лісових машин викликає цілу низку потенційних екологічних ризиків. Найвагоміші із них пов'язані з пошкодженням ґрунтової поверхні, зокрема ущільнення і колієутворення. Як наслідок це може призводити до посилення ерозійних процесів, зниження продуктивності лісового масиву, погіршення стану водних потоків та інших екологічних проблем. Метою даної роботи є обґрунтування методів розрахункового визначення ущільнювального впливу і показників колієутворення під час руху лісових машин деформованими ґрунтовими поверхнями.

Стан проблеми ущільнення ґрунту рушіями лісових машин. Під час дії рушія на ґрунт в останньому виникають деформації, які вважаються пружними, якщо після усунення зовнішньої дії частинки ґрунту вернуться в початкове положення, залишковими, коли положення частинок після зняття навантаження відрізняється від початкового, і пластичними, коли залишкова деформація дорівнює загальній деформації. Унаслідок багатократної дії рушія відбувається накопичення деформацій ущільнення ґрунту та утворення колій, одночасно з цим виникає інтенсивне руйнування структури ґрунту.

Базовими дослідженнями у вивченні змін, що відбуваються у ґрунтах під дією навантаження є роботи В.Ф. Бабкова і М.А. Цитовича [1, 2]. Загалом процес ущільнення ґрунту рушіями лісових, сільськогосподарських чи інших мобільних машин відбувається за подібними закономірностями. Тому цій проблемі присвячені роботи як науковців у галузі сільськогосподарського виробництва, зокрема Я. С. Агейкіна, В. В. Гуськова, В. В. Кацигіна, М. Г. Беккера та інших, а також лісгосподарського спрямування Г. М. Анісімова, В. М. Котикова, Н. І. Библюка, F. Seixas, M. Saarilahti, I. Wästerlund та інших.

Згідно результатів цих досліджень фізична модель ущільнення ґрунтової поверхні і утворення колії подібна до втискання штампа у ґрунт. Загалом процес утворення колії складається з трьох фаз (рис.1) [3].

У першій фазі (ділянка I) відбувається тільки ущільнення ґрунту. Друга фаза (ділянка II) характеризується формуванням ядра ущільненого ґрунту, яке ніби клин не тільки ущільнює нижчі шари ґрунту, але й розсуває їх у боки. У третій фазі (ділянка III) деформація ґрунту відбувається переважно унаслідок зсування і руйнування ґрунту на так званих поверхнях ковзання, що обмежують зони II та III знизу. А частинки ґрунту зміщуються у напрямках менш напружених зон, про що свідчать місцеві випирання на краях рушія.

© Ю. О. Стиранівський, 2014

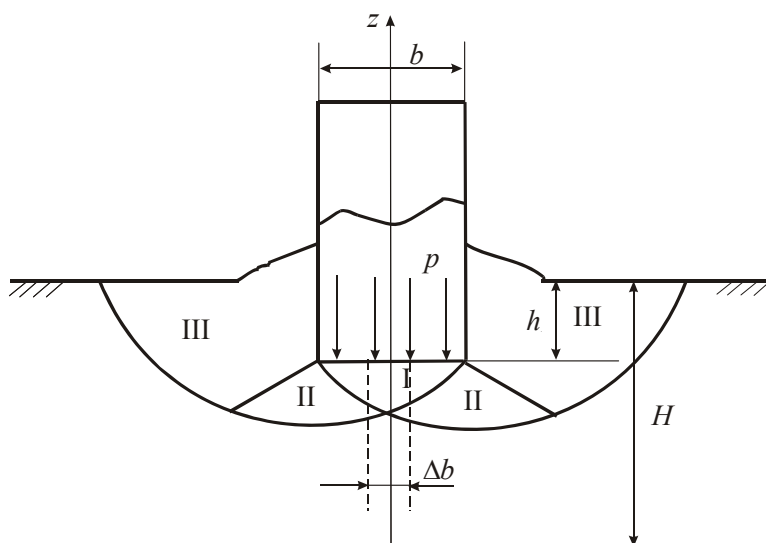


Рисунок 1 – Схема руйнування ґрунту під рушієм мобільної машини

Моделювання процесу колісутворення рушіями лісових машин. Залежність між тиском p і осадкою штампа h під час зминання реального ґрунту виражається графіком (рис.2) [4].

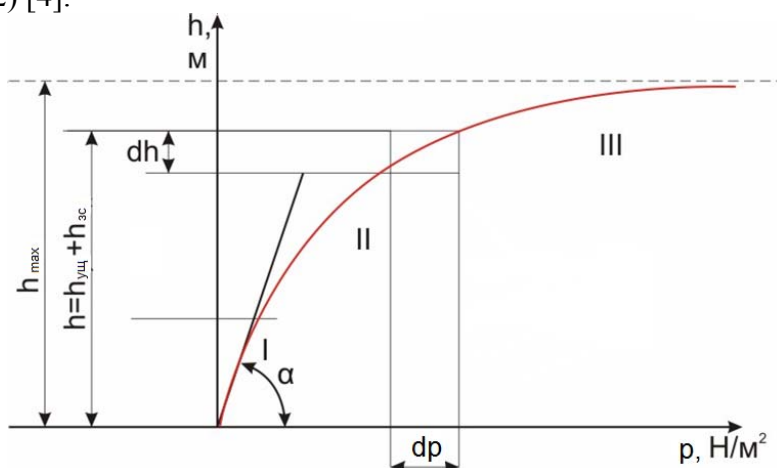


Рисунок 2 – Залежність осідання штампа від тиску

На кривій $h=f(p)$ (див. рис. 2) можна виділити ті ж три фази (рис. 1), які по-різному відображають залежність між тиском і величиною деформації. На початковій фазі стискання (ділянка I) деформація пропорційна тиску. На ділянці II залежність має нелінійний характер – крім ущільнення у ґрунті виникають деформації зсування. На ділянці III ущільнення ґрунту припиняється і починається пластичне переміщення: ґрунт досягає межі міцності або межі витримувальної здатності.

Для математичного виразу залежності $h=f(p)$ у механіці ґрунтів пропонувалися різні формули. Однією із найточніших вважається формула В.В. Кацигіна, яка підпорядковується закону гіперболічного тангенса [5]

$$h = \frac{\sigma_0}{k} \frac{1}{1 - p / \sigma_0} \operatorname{arcth} \frac{p}{\sigma_0}. \quad (1)$$

Наведена формула достатньо складна і потребує визначення великої кількості емпіричних коефіцієнтів. У роботі [4] наведено дещо зручніші для практичних

розрахунків залежності, які базуються на застосуванні диференціального підходу до визначення деформації однорідного ґрунту.

$$h = \frac{\alpha \cdot p}{1 - \frac{p}{p_s}} + \frac{\alpha^2 \cdot p^2}{h_{\max} + \alpha \cdot p}, \quad (2)$$

де α – коефіцієнт лінійної деформації однорідного масиву ґрунту; p_s – витримувальна здатність ґрунтової поверхні, $h_{\max}$ – максимальна деформація ґрунту.

Коефіцієнт α визначають виходячи із формули для розрахунку деформації однорідного ґрунту на ділянці I (рис. 2)

$$h = \alpha \cdot p = \frac{1 - \mu^2}{E_0} \cdot \omega \cdot b \cdot p, \quad (3)$$

де: E_0 – сумарний модуль деформації ґрунту у фазі ущільнення, що враховує як пружні, так і залишкові деформації; μ – коефіцієнт поперечного розширення ґрунту; b і ω – відповідно ширина і коефіцієнт форми деформатора.

Витримувальна здатність ґрунтової поверхні у значній мірі залежить від початкових значень щільності ρ_0 і вологості W ґрунту (за даними наших експериментальних досліджень міняється у декілька разів). Тому максимальну деформацію ущільнення ґрунту доцільно визначити за методом еквівалентного шару, запропонованого М. Цитовичом [2]

$$h_{\max} = H_0 \left(1 - \frac{\rho_0}{(1 - W) \rho_m} \right), \quad (4)$$

де H_0 – товщина еквівалентного шару ґрунту; ρ_0 – початкова щільність; ρ_m – щільність ґрунту в стані найщільнішого упакування частинок; W – вологість ґрунту.

Для тягового режиму унаслідок буксування рушія характерне додаткове зсування ґрунту у горизонтальному напрямі [5], для цього випадку вираз для визначення глибини колії після проїзду поодинокого рушія потрібно множити на величину

$$\Delta = \frac{1 + \delta}{1 - \delta/2}, \quad (4)$$

де δ – коефіцієнт буксування рушія.

Багаторазові проїзди лісових машин призводять до збільшення глибини колії та зростання щільності ґрунту через накопичення деформацій. Крім цього загальна деформація (глибина колії) представляє суму деформацій ущільнення і зсування. Для визначення ступеня ущільнення ґрунту під дією трельовальної машини В. Котіков [6] запропонував підхід, за якого лісові ґрунти з відносно малою пружністю розглядаються як пластичні матеріали. Для таких ґрунтів показники механічних властивостей змінюються тільки під час прикладення навантаження і залишаються постійними після розвантаження, а деформації ущільнення змінюються пропорційно тискові. Характер накопичення деформацій ущільнення ілюструється графіком (рис.3).

У рамках цих припущень та з урахуванням підходу [3] накопичення деформацій ущільнення ґрунту під час багаторазових проїздів машини трельовальним волоком описується виразом

$$\sum \Delta h = \frac{\alpha \cdot p \cdot n}{1 + \frac{\alpha \cdot p \cdot n}{h_{\max}}} + \frac{\alpha \cdot p^2}{p_s - p} \cdot \frac{1 - \chi^n}{1 - \chi}, \quad (5)$$

де n – кількість проїздів; p_e – витримувальна здатність ґрунтової поверхні; χ – коефіцієнт накоплення деформації.

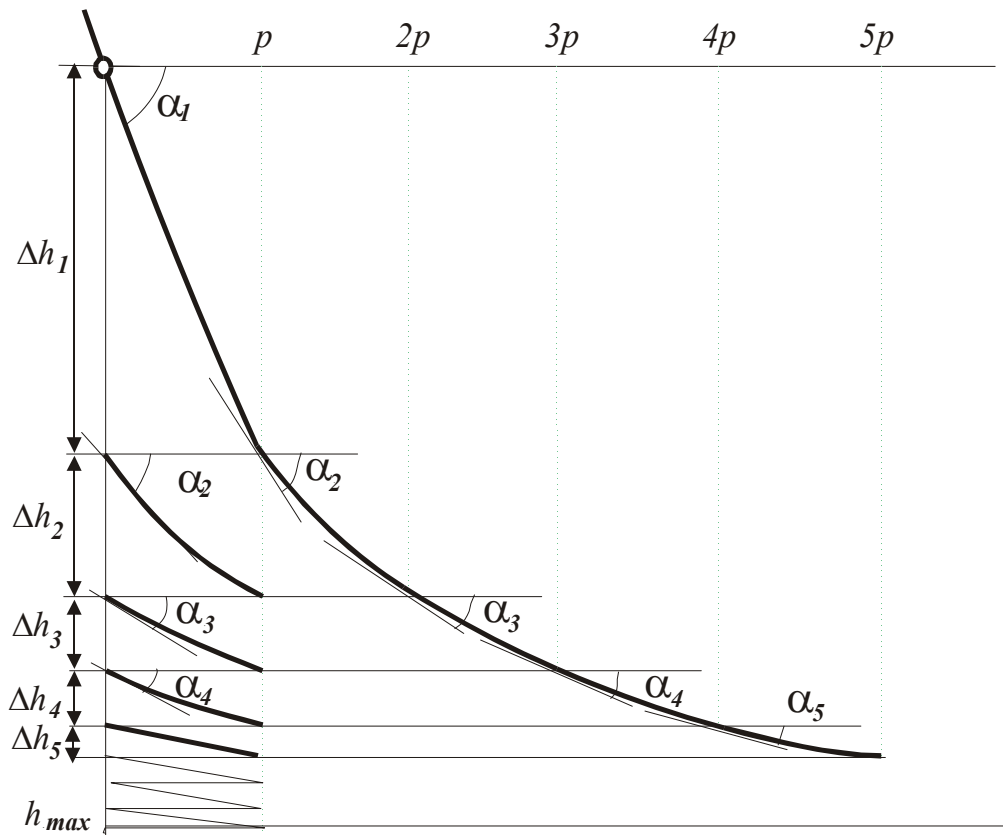


Рисунок 3 – Схема накопичення деформацій ущільнення під час багаторазових проїздів лісової машини

Розрахунок глибини колії за вищенаведеними залежностями для багаторазових ущільнень дають добре співпадання розрахункових та експериментальних даних для сільськогосподарських угідь [4], тобто ґрунтових поверхонь попередньо розпушених з низькою витримувальною здатністю.

Експериментальні дослідження виконані нами [7], а також результати наведені у роботі [8] свідчать про значний вплив наявності дернового покриву та коріння дерев на деформацію ґрунтової поверхні лісових деревостанів. Крім цього для зменшення інтенсивності колієутворення трельовальні волюки часто покривають шаром лісосічних решток. Тому у роботі [9] за характеристику деформованості лісової ґрунтової поверхні рекомендовано прийняти еквівалентний модуль деформації $E_{екв}$ і розраховувати глибину колії за багаторазового проїзду лісової машини за залежністю

$$H_n = \frac{\omega \cdot p \cdot b \cdot (1 - \mu^2) \cdot (1 + \chi \cdot \lg n)}{E_{екв}}; \quad (6)$$

$$E_{екв} = \frac{E_{зр} \cdot k_{\kappa}}{1 - \frac{2}{\pi} \cdot \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{E_{решт}}{E_{зр} \cdot k_{\kappa}} \right)^{n-1}} \right) \cdot \arctg \left(\frac{h_{решт}}{D} \cdot \left(\frac{E_{решт}}{E_{зр} \cdot k_{\kappa}} \right)^n \right)}, \quad (7)$$

де $E_{зр}$ – модуль деформації ґрунту без коріння; k_{κ} – емпіричний коефіцієнт, який характеризує зміцнення ґрунтової поверхні корінням дерев; $E_{решт}$ і $h_{решт}$ – відповідно модуль деформації і товщина шару лісосічних решток.

Однак за нашими експериментальними даними [7] модуль деформації шару лісосічних решток у значній мірі залежить від багатьох факторів (виду і вологості решток, щільності і товщини шару тощо), які у процесі руху лісових машин міняються і це викликає певні труднощі у достатньо точному визначенні величини $E_{решт}$. Ефект зміцнення лісової ґрунтової поверхні корінням, дерновим покриттям чи шаром лісосічних решток із задовільною для подальших розрахунків точністю може бути враховано емпіричними коефіцієнтами k_{κ} , k_{δ} і $k_{решт}$, максимальні значення яких визначають експериментальним шляхом, а поточні розраховують за формулами

$$k_{\kappa, \delta, решт} = 1 + \alpha_{\kappa, \delta, решт} \frac{H_{\kappa, \delta, решт} - H_{n-1}}{H_{\kappa, \delta, решт}} \quad \text{за умови } H_{\kappa, \delta, решт} < H_{n-1};$$

$$k_{\kappa, \delta, решт} = 1 \quad \text{за умови } H_{\kappa, \delta, решт} \geq H_{n-1}, \quad (8)$$

де $\alpha_{\kappa, \delta, решт}$ – коефіцієнт збільшення модуля деформації ґрунтової поверхні за рахунок зміцнення відповідно корінням, дерном і лісосічними рештками; $H_{\kappa, \delta, решт}$ – товщина ґрунтового шару відповідно з корінням, дерном і лісосічними рештками.

У цьому випадку залежність для визначення $E_{екв}$ матиме вигляд

$$E_{екв} = E_{зр} \cdot k_{\kappa} \cdot k_{\delta} \cdot k_{решт}. \quad (9)$$

За даними роботи [9] $\alpha_{\kappa}=0,64$ і $H_{\kappa}=0,3$ м для змішаних і ялинових деревостанів на суглинистих ґрунтах, нами встановлено [7], що $\alpha_{\delta}=1,5$ і $H_{\delta}=0,05$ м.

Збільшення щільності ґрунтової поверхні за багаторазових проїздів лісової машини розраховують за залежністю

$$\rho_n = \rho_0 + \frac{\rho_0 \cdot H_n}{H_0 - H_n}, \quad (10)$$

де ρ_0 і ρ_n – щільність ґрунту відповідно початкова і після n -го проїзду лісової машини; H_0 – глибина поширення деформації.

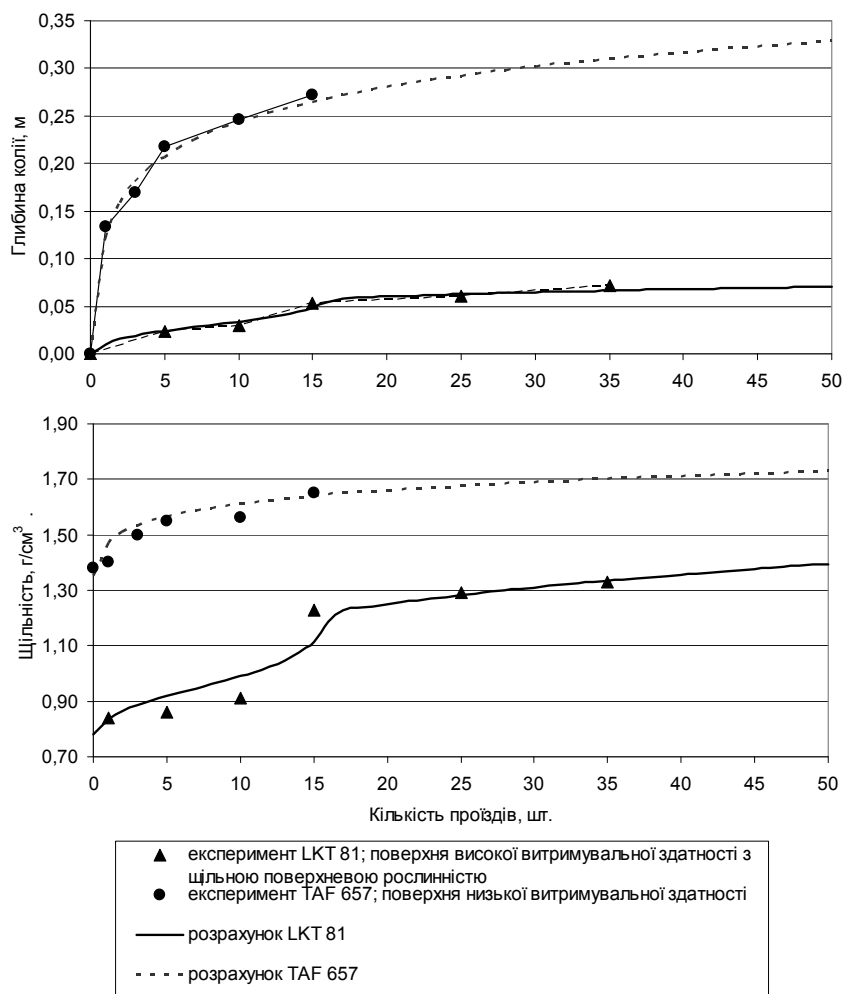


Рисунок 4 – Порівняння розрахункових і експериментальних даних зміни глибини колії від кількості проїздів лісових машин

Висновки. Для оцінки точності моделювання процесу колієутворення на рис. 4. наведено результати польових випробувань колісних лісопромислових тракторів LKT 81 і TAF 657 та розрахунку глибини колії від кількості проїздів лісових машин за умови, що колесо вважається абсолютно жорстким з прямою контакту шириною b (ширина колеса) і довжиною r (радіус колеса) [10].

Деякі розбіжності між розрахунковими і експериментальними даними (рис. 4) можуть бути пояснені низкою причин, однією з яких є непостійність фізико-механічних властивостей ґрунту на шляху руху машини та у процесі багаторазового навантаження. Виявлено також суттєвий вплив поверхневої рослинності (експеримент LKT 81, рис. 4.) на витримувальну здатність ґрунтової поверхні до моменту пошкодження цього шару. Тим не менш, як показала статистична обробка експериментальних даних, залежність (6) у достатній мірі відображає загальну тенденцію і характер збільшення глибини колії залежно від накопичення деформацій ущільнення при багаторазових проїздах лісової машини. Розбіжність між експериментальними і розрахунковими даними становить 2,6-11,5 % для глибини колії і 0,7-10,2 % для щільності ґрунту.

Список літератури: 1. Бабков В.Ф., Безрук В.М. Основы грунтоведения и механики грунтов. – М.: Высшая школа, 1986. – 307 с. 2. Бойко М. М. Теоретичні та експериментальні дослідження взаємодії тракторного колісного рушія з ґрунтовою поверхнею лісовозної дороги // Лісова інженерія : техніка, технологія і довкілля. Науковий вісник : Збірник науково-технічних праць. – Львів : УкрДЛТУ. – 2004, вип. 14.3. – С. 166-171. 3. Тракторы: теория. Учебник для студентов вузов по спец. «Автомобили и тракторы» / Под общей редакцией В. В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с. 4. Каранетян М. А. Повышение эффективности технологических процессов путём уменьшения уплотнения почв ходовыми системами сельскохозяйственных тракторов. Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. – М.: МГУП, 2010. – 49 с. 5. Библиук Н. І. Лісотранспортні засоби: теорія. - Львів, Панорама, 2004. – 453 с. 6. Котиков В. М. Воздействие лесозаготовительных машин на лесные грунты. Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. – М.: МТУЛ, 1995. – 37 с. 7. Стиранівський О. А., Стиранівський Ю. О. Природоохоронні засади транспортного освоєння гірських лісових територій: монографія. – Львів: РВВ НЛТУ України, 2010. – 208 с. 8. Wästerlund I. Strength components in the forest floor restricting maximum tolerable machine forces. Journal. Terramechanics, 26(2), 1989. – P. 177-182. 9. Камаров В. К. Обоснование применимости технологических процессов лесосечных работ по степени воздействия на пути первичного транспорта леса. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Петрозаводск.: ПетрГУ, 2009. – 20 с. 10. Operations protocol for Eco-efficient Wood Harvesting on Sensitive Sites. / Owende P. M. O., Lyons J., Haarlaa R., [and oth.]. - Project ECOWOOD. Contract No. QLK5-1999-00991, 2002. – 74 p.

Надійшла до редколегії 05.03.2014

УДК 630.*375.4

Моделювання процесу ущільнення ґрунту і колісформування рушіями лісових машин / Ю. О. Стиранівський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 129-135. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.

Приведен обзор подходов к моделированию процесса многократного уплотнения ґрунтовой поверхности мобильными машинами. За характеристику деформируемости лесной ґрунтовой поверхности принято эквивалентный модуль деформации с учетом эффекта укрепления корнями, дерном или лесосечными отходами. Для оценки точности моделирования проведено сравнение расчетных и экспериментальных данных.

Ключевые слова: уплотнение лесной ґрунтовой поверхности, колееобразование, многократный проезд лесных машин.

Modeling of the soil compaction process and rutting by timber transport machines / U. O. Styranivsky // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 129-135. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

An overview of approaches to the modeling of multiple surface compactions by mobile machines is given. The equivalent deformation modulus was taken for the characteristic of the forest soil surface deformity with an allowance for the stabilization with roots, turf or logging waste. Calculated and experimental data were compared to evaluate the modeling accuracy.

Keywords: forest soil compaction, rutting, repeated timber transport machines passages.

УДК 629.33.02:517

М. В. ПІДГОРНИЙ, канд. техн. наук, доц., Черкаський державний технологічний університет;

О. В. ОГІЙ, аспірант, Черкаський державний технологічний університет

ПОБУДОВА ЗОВНІШНЬОЇ ШВИДКІСНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА DONG FENG CY4102BZLQ

У статті визначено коефіцієнти залежностей різними методами, побудовано графіки залежностей $N_e=f(n)$ і $M_e=f(n)$. Розглянуто чотири методи розрахунків постійних коефіцієнтів апроксимуючих рівнянь формули Лейдермана, пропонується свій метод та проводиться порівняння отриманих результатів з паспортними даними двигуна DONG FENG CY4102BZLQ.

Ключові слова: зовнішня швидкісна характеристика, потужність, крутний момент.

Постановка проблеми. Основні параметри, що характеризують двигун, – потужність N_e і крутний момент M_e . Для визначення показників тягово-швидкісних властивостей важливо знати швидкісні характеристики двигуна автомобіля. Зовнішня швидкісна характеристика (ЗШХ) двигуна може бути виражена графічною залежністю зовнішніх параметрів роботи двигуна від частоти обертання його колінчастого вала при максимальній подачі палива [1, ст. 131]. За допомогою ЗШХ проводиться оцінка відповідності типу двигуна умовам його застосування, визначаються переваги і недоліки типу двигуна.

Постановка задачі дослідження. Планується визначити коефіцієнти залежностей різними методами, побудувати графіки залежностей $N_e=f(n)$ і $M_e=f(n)$ і перевірити збіг отриманих результатів з паспортними даними двигуна. Структурну схему дослідження зображено на рис. 1.

Результати досліджень. Сутність пропонованого авторами дослідження бачиться в заміні двигуна (об'єкту управління) його моделлю. Стан об'єкту задається M_e і N_e (фазовими координатами об'єкта) та керуючим параметром n – поточним значенням частоти обертання колінчастого вала двигуна.

Статичну характеристику системи ЗШХ із одним збурюючим впливом задамо у вигляді кривої 2-го порядку

$$M_e = c_M + b_M n + a_M n^2. \quad (1)$$

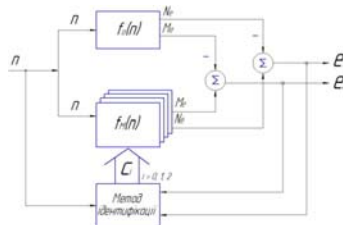


Рисунок 1 – Структурна схема дослідження

Програма «IDENT» [2, ст. 8], знаходить найкраще середньоквадратичне наближення функцій декількох змінних поліномами виду (1). Визначенням коефіцієнтів рівняння є задачею параметричної оптимізації. Якщо сума квадратів відхилень експериментальних значень від розрахованих буде більша зазначеного

значення M_e , то порядок рівняння буде підвищено. Оскільки необхідно також визначити вигляд ЗШХ рівняння (його структуру), то використаємо структурну ідентифікацію.

$$\varepsilon = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (e_i^{насп} - e_i^{докл})^2 \quad (2)$$

Отримані поліноми за допомогою структурної оптимізації мають вигляд:

$$M_e = 207,90 + 0,1458n - 4,05 \cdot 10^{-5} n^2, \quad (3)$$

$$N_e = -27 + 0,067n - 9,5 \cdot 10^{-6} n^2, \quad (4)$$

Графіки дослідженої авторами ЗШХ мають вигляд.

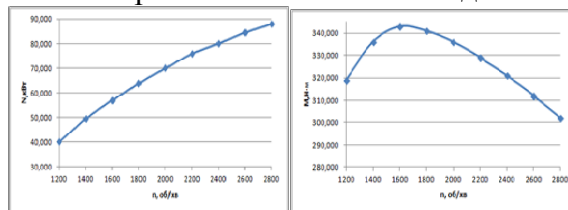


Рисунок 2 – Графіки ЗШХ, отримані методом структурної ідентифікації

Оскільки в розрахунках використовуються паспортні дані похибка визначення форми поліному складає $1 \cdot 10^{-3}$.

Розглянемо методи, які раніше використовувались для визначення ЗШХ та порівняємо їх з отриманими авторами результатами та паспортними даними.

Залежність $N_e = f(n)$ апроксимується кубічним тричленом за формулою Лейдермана [3, ст. 27]

$$N_e = N_{e\max} \left(a \left(\frac{n}{n_N} \right) + b \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n}{n_N} \right)^3 \right), \quad (5)$$

де $N_{e\max}$ – максимальна потужність двигуна, кВт;

a, b, c – постійні коефіцієнти для конкретного двигуна;

n_N – частота обертання при максимальній потужності двигуна, об/хв;

n – поточне значення частоти обертання колінчастого вала, об/хв.

Використавши залежність (5), та враховуючи, що $M_e = \frac{9550 N_e}{n}$, визначимо аналітичний вираз залежності $M_e = f(n)$

$$M_e = M_{eN} \left(a + b \left(\frac{n}{n_N} \right) - c \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right), \quad (6)$$

де M_{eN} – крутний момент при максимальній потужності, Н·м.

Для аналітичного методу розрахунку тягово-швидкісних властивостей залежність крутного моменту від частоти обертання представимо у вигляді

$$M_e = c_M + b_M n + a_M n^2, \quad (7)$$

де $c_M = a \cdot M_{eN}$,

$$b_M = b \cdot \frac{M_{eN}}{n_N},$$

$$a_M = -c \cdot \frac{M_{eN}}{n_N^2} \text{ – постійні коефіцієнти.}$$

Значення коефіцієнтів a_M , b_M , c_M можна визначити наступними методами.

Якщо залежність $M_e=f(n)$ відома, то для розрахунку коефіцієнтів функції, скористаємося інтерполяційною формулою Лагранжа.

Коефіцієнти залежності (7) можна також визначити, вирішуючи систему з 3-х рівнянь:

$$\begin{cases} M_{e\min} = c_M + b_M n_{\min} + a_M n_{\min}^2 \\ M_{eN} = c_M + b_M n_N + a_M n_N^2 \\ M_{e\max} = c_M + b_M n_M + a_M n_M^2 \end{cases}.$$

В разі коли залежність $M_e=f(n)$ не відома, але відомо два значення цієї характеристики: $M_{e\max}$, n_M і M_{eN} , n_N , які зазвичай приводяться в технічній характеристиці двигуна, то коефіцієнти a , b і c можна визначити наступним чином.

Формула (5) має загальний характер, тому її значення повинні бути вірними в точці $n=n_N$

$$N_{e\max} = N_{e\max} (a + b - c).$$

Звідки

$$a + b - c = 1 \quad (8)$$

Функція $M_e=f(n)$ має екстремум в точці $n=n_M$, тобто в цій точці похідна функції $M_e=f(n)$ дорівнює нулю, тобто $dM_e/dn=0$. Продиференціювавши рівняння (6) по n , знаходимо

$$b - 2c\left(\frac{n}{n_N}\right) = 0, \text{ але } n=n_M \quad n_M = \frac{b \cdot n_N}{2c}. \quad (9)$$

Підставивши значення n_M в (6) отримаємо

$$M_{e\max} = M_{eN} \left(a + \frac{b^2}{4c}\right). \quad (10)$$

Для двигунів, що не мають обмежувача частоти обертання, при $n=n_N$ повинна виконуватися рівність $dN_e/dn=0$, звідки

$$a + 2b - 3c = 0. \quad (11)$$

Відношення $\frac{M_{e\max}}{M_{eN}} = K_M$ називається коефіцієнтом пристосування за крутним

моментом, а $\frac{n_N}{n_M} = K_\omega$ – коефіцієнтом пристосування за частотою обертання

колінчастого валу [3, ст. 27]. Значення коефіцієнтів K_M , K_ω визначають здатність двигуна автоматично пристосовуватися до зміни навантаження і діапазону стійкої роботи двигуна. Крива $M_e=f(n)$ має максимум при частоті $n_M < n_N$. Якщо $n > n_M$, то збільшення навантаження на двигун викликає зниження n , що призводить до зростання M_e , тобто двигун автоматично пристосовується до зміни навантаження. Зазвичай цю здатність оцінюють, крім коефіцієнтів K_M , K_ω , величиною запасу крутного моменту M_3 (%) [4, ст. 18]

$$M_3 = (M_{e\max}/M_{eN} - 1) \cdot 100 = (K_M - 1) \cdot 100 \quad (12)$$

Розрахунки за 1-м методом. Якщо залежність $M_e=f(n)$ невідома і немає жодної з двох точок характерних точок ($M_{e\max}$, n_M і M_{eN} , n_N), які зазвичай приводяться в технічній характеристиці, то коефіцієнти a , b і c визначаються: для дизельного двигуна $a=0,5$, $b=1,5$, $c=1,0$, для карбюраторного двигуна $a=b=c=1,0$.

Поліном ЗШХ за першим методом має вигляд: $M_e = 150 + 0,16n - 3,8 \cdot 10^{-5} n^2$

Таблиця 1 – Результати розрахунків за 1 методом

n_e , об/хв	1-й метод		Паспортні дані		Похибка	
	N_e , кВт	M_e , Н·м	N_e , кВт	M_e , Н·м	e_{N_e} , кВт	e_{M_e} , Н·м
1200	36,175	287,892	40,1	319,0	3,925	31,108
1400	44,000	300,143	49,5	336,0	5,500	35,857
1600	51,825	309,331	57,0	343,0	5,175	33,669
1800	59,458	315,456	64,0	341,0	4,542	25,544
2000	66,706	318,519	70,0	336,0	3,294	17,481
2200	73,376	318,519	76,0	329,0	2,624	10,481
2400	79,277	315,456	80,1	321,0	0,823	5,544
2600	84,216	309,331	84,5	312,0	0,284	2,669
2800	88,000	300,143	88,0	302,0	0,000	1,857

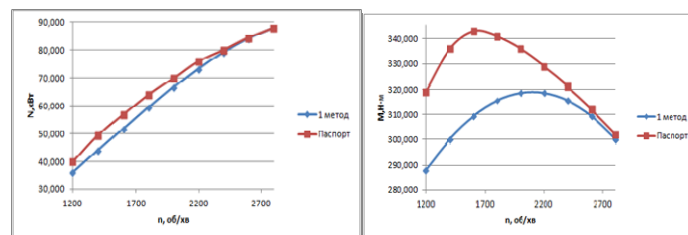


Рисунок 3 – Графіки ЗШХ за першим методом

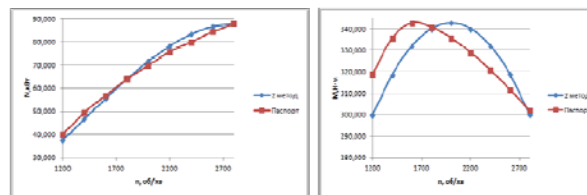
Розрахунки за 2-м методом. Для двигунів що не мають обмежувача, знаходимо [3, ст. 19]

$$\begin{cases} a = 2 - \frac{25}{M_3} = 0,249, \\ b = \frac{50}{M_3} - 1 = 2,502, \\ c = \frac{25}{M_3} = 1,751. \end{cases} \quad (13)$$

Поліном ЗШХ за другим методом має вигляд: $M_e = 76 + 0,27n - 6,7 \cdot 10^{-5} n^2$

Таблиця 2 – Результати розрахунків за 2 методом

n _e , об/хв	2 ^й метод		Паспортні дані		Похибка	
	N _e , кВт	M _e , Н·м	N _e , кВт	M _e , Н·м	e _{N_e} , кВт	e _{M_e} , Н·м
200	37,704	300,061	40,1	319,0	2,396	18,939
1400	46,741	318,839	49,5	336,0	2,759	17,161
1600	55,666	332,255	57,0	343,0	1,334	10,745
1800	64,142	340,309	64,0	341,0	-0,142	0,691
2000	71,832	343,000	70,0	336,0	-1,832	-7,000
2200	78,400	340,329	76,0	329,0	-2,400	-11,329
2400	83,509	332,296	80,1	321,0	-3,409	-11,296
2600	86,821	318,901	84,5	312,0	-2,321	-6,901
2800	88,000	300,143	88,0	302,0	0,000	1,857



Рисунки 4 – Графіки ЗШХ за другим методом

Розрахунки за 3-м методом. Цим методом коефіцієнти залежності (7) можна визначити сумісним вирішенням рівнянь (6) і (7) або отримати рішення системи рівнянь:

$$\begin{cases} M_{eN} = c_M + b_M n_N + a_M n_N^2, \\ M_{emax} = c_M + b_M n_M + a_M n_M^2, \\ 2a_M n_M + b_M = 0. \end{cases} \quad (14)$$

Третє рівняння системи отримано диференціюванням 2-го рівняння по n в точці $n=n_M$. Вирішуючи спільно рівняння даної системи, отримуємо:

$$\begin{cases} a_M = -\frac{M_{emax} - M_{eN}}{(n_M - n_N)^2} = -3 \cdot 10^{-5}, \\ b_M = \frac{2(M_{emax} - M_{eN})n_M}{(n_M - n_N)^2} = 0,095, \\ c_M = M_{emax} - \frac{(M_{emax} - M_{eN})n_M^2}{(n_M - n_N)^2} = 266,81. \end{cases} \quad (15)$$

Поліном ЗШХ за третім методом має вигляд: $M_e = 266,81 + 0,095n - 3 \cdot 10^{-5} n^2$

Таблиця 3 – Результати розрахунків за 3 методом

n _e , об/хв	3 ^й метод		Паспортні дані		Похибка	
	N _e , кВт	M _e , Н·м	N _e , кВт	M _e , Н·м	ε _{N_e} , кВт	ε _{M_e} , Н·м
1200	42,501	338,238	40,1	319,0	-2,401	-19,238
1400	50,108	341,810	49,5	336,0	-0,608	-5,810
1600	57,466	343,000	57,0	343,0	-0,466	0,000
1800	64,425	341,810	64,0	341,0	-0,425	-0,810
2000	70,835	338,238	70,0	336,0	-0,835	-2,238
2200	76,547	332,286	76,0	329,0	-0,547	-3,286
2400	81,412	323,952	80,1	321,0	-1,312	-2,952
2600	85,279	313,238	84,5	312,0	-0,779	-1,238
2800	88,000	300,143	88,0	302,0	0,000	1,857

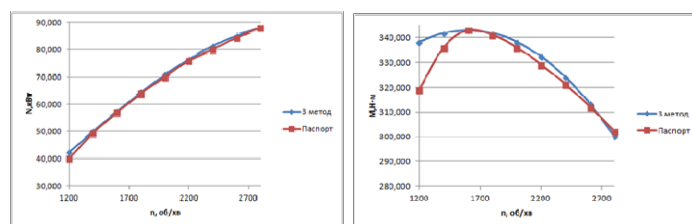


Рисунок 5 – Графіки ЗШХ за третім методом

Розрахунки за 4-м методом. Для всіх типів двигунів можна знайти послідовно коефіцієнти a , b і c і підставити в рівняння (5) і (6)

$$\left\{ \begin{aligned} c &= \frac{\left(\frac{M_{e\max}}{M_{eN}} - 1\right)}{\left(\frac{n_M}{n_N}\right)^2 + 1 - \left(\frac{n_M}{n_N}\right)} = 0,189, \\ b &= 2c\left(\frac{n_M}{n_N}\right) = 0,216, \\ a &= 1 - b + c = 0,973. \end{aligned} \right. \quad (16)$$

Поліном ЗШХ за четвертим методом має вигляд: $M_e = 290 + 0,024n - 7,5 \cdot 10^{-6} n^2$,

Таблиця 4 – Результати розрахунків за 4 методом

n _e , об/хв	4 ^й метод		Паспортні дані		Похибка	
	N _e , кВт	M _e , Н·м	N _e , кВт	M _e , Н·м	ε _{N_e} , кВт	ε _{M_e} , Н·м
1200	38,879	309,409	40,1	319,0	1,221	9,591
1400	45,486	310,278	49,5	336,0	4,014	25,722
1600	52,032	310,568	57,0	343,0	4,968	32,432
1800	58,482	310,278	64,0	341,0	5,518	30,722
2000	64,798	309,409	70,0	336,0	5,202	26,591
2200	70,944	307,961	76,0	329,0	5,056	21,039
2400	76,884	305,934	80,1	321,0	3,216	15,066
2600	82,581	303,328	84,5	312,0	1,919	8,672
2800	88,000	300,143	88,0	302,0	0,000	1,857

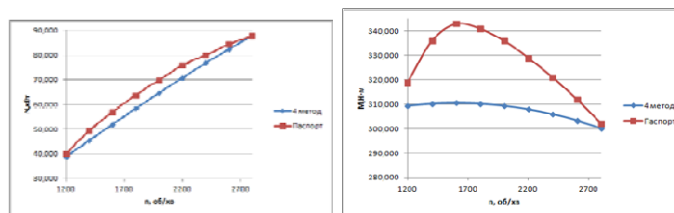


Рисунок 6 – Графіки ЗШХ за четвертим методом

Результати розрахунків за всіма чотирма методами формуємо у вигляді таблиць 1 – 4, будуємо ЗШХ двигуна (на рис. 3 – 6) та порівнюємо їх із паспортними даними.

Для оцінки точності методів розраховуємо найменші квадратичні відхилення по кожному з них:

$$\varepsilon = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n e_i^2 \quad (17)$$

Таблиця 5 – Найменші квадратичні відхилення

	ε_{N_e}	ε_{M_e}
1 метод	12,396	499,586
2 метод	4,587	125,013
3 метод	1,095	48,224
4 метод	15,487	467,18

Висновки. Проаналізувавши отримані результати, можна відзначити, що для марки двигуна DONG FENG CY4102BZLQ розрахунки, які проведені запропонованим авторами методом найбільш наближені до паспортних даних двигуна. З раніше використовуваних методів найбільш наближений є 3-й метод. Це обумовлено тим, що швидкісні характеристики отримують при стендових випробуваннях по стандартних методиках. Регламентовані також атмосферні умови (атмосферний тиск та температура повітря). Тому запропоновані авторами поліноми M_e і N_e можуть бути використаними для побудови ЗШХ двигуна DONG FENG CY4102BZLQ.

Список літератури: 1. Сирота В.І. Основи конструкції автомобілів: Навчальний посібник. – К.: Арістей, 2005. – 280 с. 2. Стоун Р., Ивахненко А.Г., Высоцкий В.Н., Семіна Л.П. Структурная идентификация // Автоматика. – 1979. – № 1. – С.25. 3. Солтус А.П. та ін. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник. – К.: Арістей, 2006. – 176 с. 4. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. – М: Машиностроение, 1984. – 272 с.

Надійшла до редколегії 05.03.2014

УДК 629.33.02:517

Побудова зовнішньої швидкісної характеристики дизельного двигуна DONG FENG CY4102BZLQ / М. В. Підгорний, О. В. Огій // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С.136-142. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-6840.

В статье рассматриваются четыре метода расчетов постоянных коэффициентов аппроксимирующих уравнений формулы Лейдермана и проводятся сравнения полученных результатов с паспортными данными двигателя DONG FENG CY4102BZLQ.

Ключевые слова: внешняя скоростная характеристика, мощность, крутящий момент.

Building of the external speed description of the diesel engine DONG FENG CY4102BZLQ / N. V. Pidgornuy, A. V. Ogiy // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 136-142. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-6840.

The article examines the various modes of constant coefficient equations approximating formula Leiderman and results are compared with the passport data engine DONG FENG CY4102BZLQ.

Keywords: external speed description, power, twisting moment.

УДК 629.4.028.8

Д. Н. ЛЕОНТЬЕВ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харьков;

А. А. ФРОЛОВ, студент группы АА-31, ХНАДУ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ НА ДЕМПФЕР КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ И СПОСОБ РАСЧЕТА СРЕДНЕЙ КРУТИЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ

Определены в аналитическом виде взаимосвязи между крутильной жесткостью, крутящим моментом и углом закручивания гасителя колебаний на основе анализа его существующих характеристик. По результатам анализа существующих конструкций гасителей крутильных колебаний и экспериментальным данным приведенных в технической литературе предложены способ определения крутящего момента, передаваемого гасителем крутильных колебаний и способ расчета его средней крутильной жесткости.

Ключевые слова: крутильная жесткость, гаситель крутильных колебаний, ведомый диск сцепления, крутящий момент.

Введение. Для снижения колебаний в трансмиссии автомобиля применяют обычно включенные последовательно гасители колебаний. Они установлены, как правило, в ведомом диске сцепления. Гаситель колебаний (демпфер) представляет собой муфту, упругость которой суммируется с упругостью основной крутильной системы, что изменяет ее собственные частоты и может позволить вывести наиболее опасные резонансные режимы из зоны эксплуатационных скоростей [1]. Главная функция гасителей крутильных колебаний – снижение до минимальной величины инерционных моментов при возникновении резонансных режимов. Различия в конструктивных схемах гасителей колебаний зависят от типа применяемых упругих элементов (пружина, резина) и устройств, создающих момент трения. Наибольшее распространение получили гасители с цилиндрическими пружинами и фрикционными элементами (рис. 1).

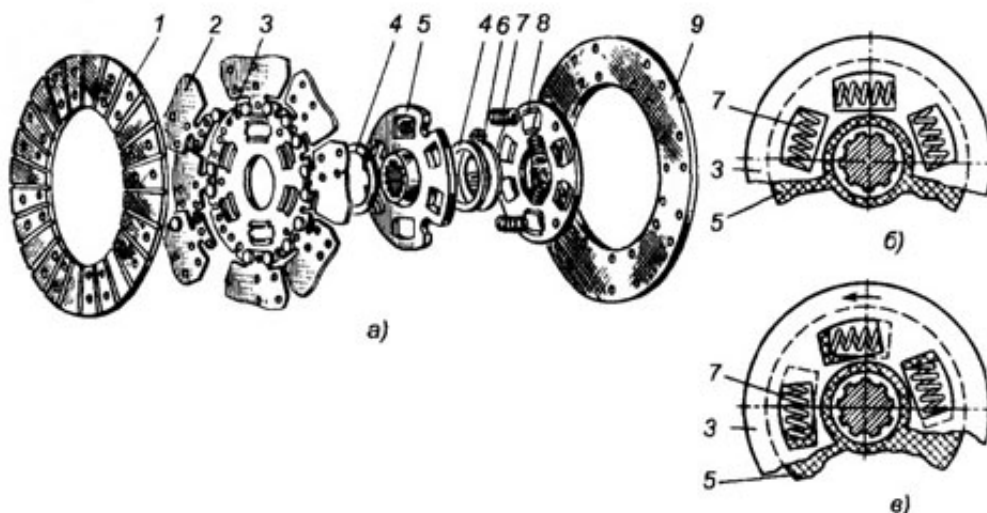


Рисунок 1 – Гаситель крутильных колебаний (а) и его нерабочее (б) и рабочее (в) положения: 1 и 9 – накладки диска; 2 – пластинчатая пружина; 3 – ведомый диск; 4 – фрикционные шайбы; 5 – ступица ведомого диска; 6 – регулировочная шайба; 7 – пружина; 8 – пластина гасителя

© Д. Н. Леонтьев, А. А. Фролов, 2014

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является определение в аналитическом виде взаимосвязи, между крутильной жесткостью, крутящим моментом и углом закручивания гасителя колебаний на основе анализа его существующих характеристик приведенных в научно-технической литературе.

Материалы исследования. Крутильная жесткость – это величина, численно равная вращающему моменту, который необходим для относительного поворота на угол в один радиан двух сечений образца, находящихся друг от друга на расстоянии в единицу длины [2]. Известно, что такое равенство может быть представлено в математическом виде, как

$$C = \frac{M}{\varphi} \quad (1)$$

Контроль за состоянием гасителя крутильных колебаний производится по его характеристике, позволяющей определить момент трения и степень износа деталей, жесткость пружин и угловое перемещение, при котором гаситель колебаний выключается. Типичная характеристика гасителя крутильных колебаний показана на рис. 2.

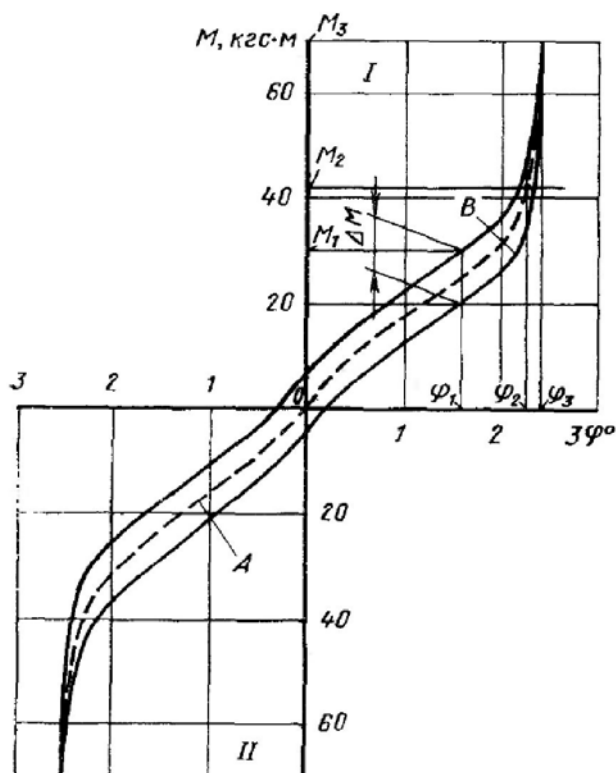


Рисунок 2– Характеристика гасителя колебаний:

I – нагружение в направлении передачи крутящего момента; II – нагружение в направлении, противоположном направлению передачи крутящего момента; А – нелинейный участок, характеризующий предварительное натяжение пружин гасителя колебаний; В – нелинейный участок, характеризующий выключение гасителя колебаний; М1 – крутящий момент (принят условно), при котором определяется момент трения гасителя; М2 – крутящий момент для оценки жесткости пружин гасителя (задан чертежом); М3 – предельный крутящий момент (принят условно) при определении характеристики гасителя; ΔМ – удвоенный момент трения гасителя; φ_1 – угол поворота ступицы при определении момента трения гасителя; φ_2 – контролируемый угол поворота ступицы при заданном крутящем моменте; φ_3 – угол поворота ступицы при предельном крутящем моменте

Момент предварительного сжатия пружин элементов демпфера (M_P) возникает вследствие установки пружин в окна ведомого диска сцепления с некоторым сжатием. Его можно определить с помощью зависимости (1) через максимальный момент двигателя ($M_{E_{\max}}$)

$$M_P = (0,08 \div 0,15) \cdot M_{E_{\max}}. \quad (2)$$

Для графика, изображенного на рис. 1 значение $M_P = 10 \text{ кгс} \cdot \text{м}$.

Момент выключения M_B упругих элементов демпфера возникает в следствии ограничения упоров, которые не дают возможности виткам пружин демпфера касаться друг друга. Определяется в зависимости

$$M_B = (1,2 \div 1,4) \cdot M_{E_{\max}}. \quad (3)$$

Для графика, изображенного на рис. 1 значение $M_B = 45 \text{ кгс} \cdot \text{м}$.

Линия между моментами M_P и M_B , это упругая характеристика демпфера, рабочий участок которого ограничен этими моментами.

Максимальный угол общего сдвига диска-держателя и ступицы в конструкции сцепления представленной на рис. 1 составляет

$$\Delta\varphi_{\max} = 2,5 \text{ град.}$$

Углы закручивания демпфера $\Delta\varphi_P$ и $\Delta\varphi_B$ составляют

$$\Delta\varphi_P = 0,5 \text{ град.}$$

$$\Delta\varphi_B = 2,3 \text{ град.}$$

Суммарная средняя крутильная жесткость пружин, которые устанавливаются в демпфер сцепления, можно определить по зависимости

$$C = \frac{90 \cdot M_P \cdot e^{0,5 \cdot \ln(\frac{M_B}{M_P})}}{\pi \cdot (\Delta\varphi_P + \Delta\varphi_B)} \quad (4)$$

с учетом допущения, о том, что момент сил инерции двигателя полностью используется на закручивание валов демпфера в момент выключения сцепления.

Величину крутящего момента M в зависимости от угла поворота демпфера, можно определить с помощью выражения

$$M = M_p \cdot e^{\ln\left(\frac{M_B}{M_p}\right) \cdot \frac{(\varphi - \varphi_p)}{(\varphi_B - \varphi_p)}}. \quad (5)$$

Результаты расчетов и экспериментальные данные реального гасителя крутильных колебаний, сопоставлены на рис. 3 для удобства анализа.

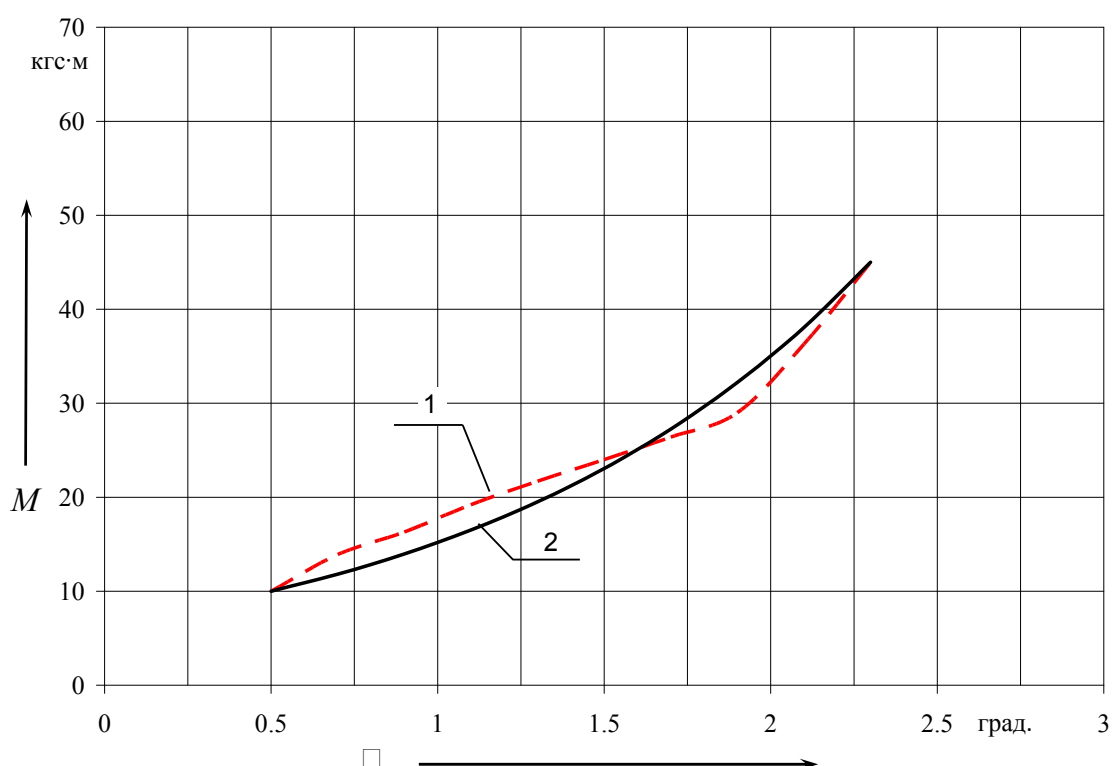


Рисунок 3 – График зависимости изменения моментов от угла закручивания демпфера:
1 – экспериментальная кривая; 2 – теоретическая кривая построенная по формуле (5)

Результаты имитационного моделирования показали хорошую сходимость теоретически рассчитанного передаваемого крутящего момента гасителем крутильных колебаний с экспериментальными данными. Погрешность расчетов не превышает 8 %.

Выводы.

1. Представленные зависимости (4) и (5) позволяют с погрешностью не более 8% описать рабочий процесс демпфера крутильных колебаний сцепления, который

передает момент при закручивании демпфера в момент касания фрикционных накладок ведомого диска сцепления с одной стороны к маховику, а с другой – к ведущему диску сцепления.

2. Зависимость для расчета средней крутильной жесткости пружин, которые установлены в демпфер сцепления, позволяют оценить работу сцепления в момент буксования и спроектировать демпфер позволяющий снизить динамические нагрузки в трансмиссии при быстрых включениях сцепления в режиме экстренного торможения с подключенным двигателем.

Список литературы: 1. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы»/П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. – М. Машиностроение, 1984. – 376 с., ил. 2. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля : Учебник для машиностроительных техникумов по специальности «Автомобилестроение». – М.: Машиностроение, 1978. – 351 с., ил.

Поступила в редколлегию 25.10.2013

УДК 629.4.028.8

Определение нагрузки на демпфер крутильных колебаний и способ расчета средней крутильной жесткости / Д. Н. Леонтьев, А. А. Фролов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 143-147. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-6840.

За результатами аналізу існуючих конструкцій гасителів крутильних коливань та експериментальними даними наведених у технічній літературі запропоновано спосіб визначення крутного моменту, що передається гасителем крутильних коливань і спосіб розрахунку його середньої жорсткості на кручення.

Ключові слова: крутильна жорсткість, гаситель крутильних коливань, ведений диск зчеплення, крутний момент.

Determination of the load on air-cushion torsional fluctuations and way of the calculation average torsional to acerbity / D. N. Leontev, A. A. Frolov // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 143-147. – Bibliogr.: 2. – ISSN 2078-6840.

By results of the analysis of the existing structures of torsional vibration dampers and experimental data given in the technical literature proposed method of definition of the torque to be transferred torsional vibration damper, and the way to calculate its average torsional stiffness.

Key words: torsional stiffness, torsional vibration damper, clutch disc, torque.

УДК 625.06/08(031)

Е. С. КЛИМОВ, канд. техн. наук, доц. КрНУ, Кременчук**ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ ТОЧКИ КОНТАКТУ ЖОРСТКОГО КЕРОВАНОГО ФАЛЬШ-КОЛЕСА ПРИ КОМБІНОВАНОМУ НАХИЛІ ШВОРНЯ ПІД ЧАС ПОВОРОТУ НА МІСЦІ**

Наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень траєкторії руху точки контакту жорсткого керованого фальш-колеса з опорною поверхнею за наявності комбінованого нахилу шворня при повороті на місці. Отримано залежності, що її визначають. Визначено положення центра, відносно якого рухається точка контакту фальш-колеса. Визначальними конструктивними параметрами, що описують траєкторію руху точки контакту жорсткого фальш-колеса з опорною поверхнею, є довжина цапфи, поперечний і поздовжній нахили шворня, кут розвалу та радіус фальш-колеса.

Ключові слова: шворнінь, траєкторія, кероване фальш-колесо, точка контакту.

Вступ. Залежно від конструктивних параметрів керованих мостів керовані колеса транспортних засобів при повороті на місці можуть перекинутись або не перекинутись по опорній поверхні. Кожний із зазначених випадків повороту визначає характер руху контактної відбитки шини, від якого залежить вибір методу розрахунку моменту опору повороту шини керованого колеса. Цей момент необхідно знати при визначенні моменту опору повороту керованих коліс як при повороті на місці, так і під час руху транспортного засобу, за яким у подальшому розраховуються конструктивні параметри кермового керування.

Аналіз основних досягнень і літератури засвідчив, що перекидання керованих коліс під час повороту на місці відсутнє за умови, що точка зустрічі осі шворня з опорною поверхнею знаходиться в межах контактної відбитки. При розрахунках моменту опору повороту шини у цьому випадку виходять з того, що точки контактної відбитки при повороті ковзають по опорній поверхні, повертаючись відносно точки зустрічі осі шворня із цією поверхнею [1].

При розташуванні точки зустрічі осі шворня з опорною поверхнею за межами контактної відбитки кероване колесо при повороті перекинується по опорній поверхні. Аналіз роботи [1] засвідчив, що такий поворот керованого колеса недостатньо вивчений. При цьому не визначено траєкторію та положення центра, відносно якого рухаються точки контактної відбитки шини.

На даному етапі досліджень траєкторію руху контактної відбитки шини будемо визначати за відношенням до траєкторії руху точки контакту з опорною поверхнею жорсткого керованого фальш-колеса. Жорстке фальш-колесо при однакових конструктивних параметрах керованих мостів (довжина цапфи, кути нахилу шворня та розвалу колеса у нейтральному положенні) замінює контактний відбиток шини точкою. Це дозволяє визначитись із центром, відносно якого буде рухатись точка контакту фальш-колеса з опорною поверхнею та описати траєкторію руху точки контакту фальш-колеса з опорною поверхнею аналітичними залежностями.

Мета дослідження. Провести дослідження траєкторії руху точки контакту жорсткого керованого фальш-колеса під час його повороту на місці за умови його перекидання по опорній поверхні при комбінованому нахилі шворня та отримати залежності для її визначення.

Матеріали та результати досліджень. Дослідження траєкторії руху точки контакту з опорною поверхнею жорсткого керованого фальш-колеса будемо проводити

© Е. С. Клімов, 2014

за умови, що фальш-колесо вільно обертається відносно осі цапфи, опорна поверхня не деформується, ковзання фальш-колеса при коченні відсутнє, кути поперечного та поздовжнього нахилів шворня та розвалу фальш-колеса в нейтральному положенні не змінюються. Дослідження проводимо з лівим керованим фальш-колесом.

Спочатку розглянемо поворот керованого колеса за наявності тільки поперечного нахилу шворня. Для цього скористаємось схемою, наведеною на рис. 1. З аналізу схеми видно, що жорстке фальш-колесо зображено в нейтральному та повернутому відносно осі шворня положенні. Вісь шворня має нахил тільки у поперечній площині під кутом $\alpha_{ш}$. Вона перетинається з віссю цапфи у точці C . Точки A_0 та A_1 є центрами фальш-колеса, точки B_0 та B_1 – точки контакту фальш-колеса з опорною поверхнею відповідно у нейтральному та повернутому положеннях. Точка O утворена перпендикуляром, опущеним із центра фальш-колеса на вісь шворня, і є центром повороту фальш-колеса. Кут $\angle A_0OA_1 = \Theta$ є кутом повороту цапфи. Кут $\angle A_0^n C^n A_1^n = \Theta_k$ між проекціями на опорну поверхню осі цапфи у нейтральному $A_0^n C^n$ і повернутому $A_1^n C^n$ положеннях є кутом повороту фальш-колеса.

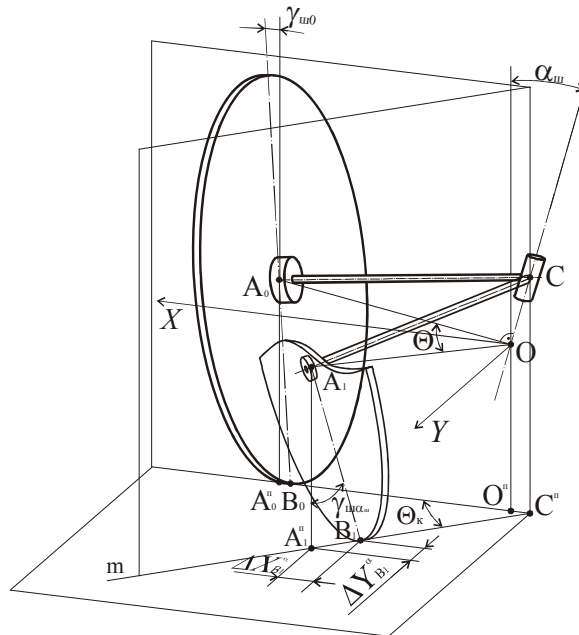


Рисунок 1 – Розрахункова схема для визначення траєкторії руху точки контакту керованого фальш-колеса при поперечному нахилі шворня

З аналізу рис. 1 також видно, що точка контакту фальш-колеса лежить на лінії m перетину площини опорної поверхні та площини, що проходить через вісь цапфи A_1C та перпендикулярна до опорної поверхні. Кут $\angle A_1^n A_1 B_1 = \gamma_{ш\alpha_{ш}}$ є поточним кутом розвалу фальш-колеса при поперечному нахилі шворня.

З аналізу прямокутного трикутника $\Delta A_1^n A_1 B_1$ видно, що положення точки контакту повернутого фальш-колеса, точки B_1 , можна визначити за положенням проекції на опорну поверхню центра фальш-колеса, точки A_1^n , з урахуванням поточного кута розвалу фальш-колеса $\gamma_{ш\alpha_{ш}}$.

При повороті фальш-колеса його центр буде рухатись у площині, перпендикулярній до осі шворня, по дузі кола з центром у точці O . Точка контакту фальш-колеса з опорною поверхнею буде рухатись у площині опорної поверхні по криволінійній траєкторії. Центром цієї траєкторії згідно з даними, наведеними у роботі [2], буде точка O'' , яка є проекцією на опорну поверхню центра повороту фальш-колеса.

Траєкторію руху точки контакту фальш-колеса з опорною поверхнею будемо визначати за її координатами. Координати точки контакту будемо визначати за координатами центра фальш-колеса, точки A_1 , у площині, паралельній до опорної поверхні. У цьому випадку координати точки A_1 будуть координатами її проекції на опорну поверхню, точки A_1'' . За незалежний параметр беремо кут повороту цапфи Θ . При цьому будемо вважати, що при повороті площина опорної поверхні є нерухомою, а шворінь переміщується вертикально.

Оскільки точка контакту фальш-колеса рухається в площині опорної поверхні, то її траєкторія буде визначатись двома координатами. Уведемо плоску систему координат OXY , у якій центр знаходиться у точці O , площина XOY паралельна до опорної поверхні, а вісь OY скеровано вздовж поздовжньої осі транспортного засобу. Координати точки контакту фальш-колеса в цій системі координат можна визначити за залежностями:

$$\begin{aligned} X_{B_1}^\alpha &= X_{A_1}^\alpha - \Delta X_{B_1}^\alpha, \\ Y_{B_1}^\alpha &= Y_{A_1}^\alpha - \Delta Y_{B_1}^\alpha \end{aligned} \quad (1)$$

де $X_{A_1}^\alpha$, $Y_{A_1}^\alpha$ – координати центра фальш-колеса, точки A_1 , при поперечному нахилі шворня;

$\Delta X_{B_1}^\alpha$, $\Delta Y_{B_1}^\alpha$ – зміщення точки контакту жорсткого фальш-колеса, точки B_1 , відносно точки A_1'' відповідно вздовж осі OX та осі OY .

Координати $X_{A_1}^\alpha$, $Y_{A_1}^\alpha$ визначаються за залежностями [2]

$$\begin{aligned} X_{A_1}^\alpha &= l_y \cos(\alpha_w + \gamma_{w0}) \cos \alpha_w \cos \Theta \\ Y_{A_1}^\alpha &= l_y \cos(\alpha_w + \gamma_{w0}) \sin \Theta \end{aligned} \quad (2)$$

Зміщення $\Delta X_{B_1}^\alpha$, $\Delta Y_{B_1}^\alpha$ визначимо за виразами

$$\begin{aligned} \Delta X_{B_1}^\alpha &= r_\kappa \sin \gamma_{w\alpha_w} \cos \Theta_\kappa \\ \Delta Y_{B_1}^\alpha &= r_\kappa \sin \gamma_{w\alpha_w} \sin \Theta_\kappa, \end{aligned} \quad (3)$$

де Θ_κ – кут повороту фальш-колеса;

$\gamma_{w\alpha_w}$ – поточний кут розвалу фальш-колеса при поперечному нахилі шворня.

При комбінованому нахилі шворня траєкторія руху точки контакту фальш-колеса зміниться. Центром цієї траєкторії згідно з наведеними у роботі [2] дослідженнями буде також проекція на опорну поверхню центра повороту фальш-колеса. Цей центр буде зміщений відносно центра траєкторії руху при поперечному нахилі шворня вздовж транспортного засобу. Ураховуючи, що величина цього зміщення є незначною, то в даних дослідженнях координати точки контакту фальш-колеса з опорною поверхнею будемо визначати в системі координат OXY аналогічно до координат точки контакту фальш-колеса при поперечному нахилі шворня за наступними залежностями

$$\begin{aligned} X_{B_1} &= X_{A_1} - \Delta X_{B_1}, \\ Y_{B_1} &= Y_{A_1} - \Delta Y_{B_1}, \end{aligned} \quad (4)$$

де X_{A_1} , Y_{A_1} – координати точки A_1 при комбінованому нахилі шворня;

ΔX_{B_1} , ΔY_{B_1} – зміщення точки контакту жорсткого фальш-колеса, точки B_1 , відносно точки A_1^n відповідно вздовж осі Ox та осі Oy , які визначаються так:

$$\begin{aligned} \Delta X_{B_1} &= r_\kappa \sin \gamma_{\text{ш}} \cos \Theta_\kappa \\ \Delta Y_{B_1} &= r_\kappa \sin \gamma_{\text{ш}} \sin \Theta_\kappa, \end{aligned} \quad (5)$$

де $\gamma_{\text{ш}}$ – поточний кут розвалу фальш-колеса при комбінованому нахилі шворня.

Координати X_{A_1} , Y_{A_1} визначимо за наступними формулами

$$\begin{aligned} X_{A_1} &= X_{A_1}^\alpha + \Delta X_{A_1}^\beta \\ Y_{A_1} &= Y_{A_1}^\alpha + \Delta Y_{A_1}^\beta, \end{aligned} \quad (6)$$

де $X_{A_1}^\alpha$, $Y_{A_1}^\alpha$ – координати точки A_1 при поперечному нахилі шворня;

$\Delta X_{A_1}^\beta$, $\Delta Y_{A_1}^\beta$ – відхилення від координат центра фальш-колеса $X_{A_1}^\alpha$, $Y_{A_1}^\alpha$, точки A_1 , зумовлене поздовжнім нахилом шворня.

Відхилення $\Delta X_{A_1}^\beta$, $\Delta Y_{A_1}^\beta$ визначимо за виразами

$$\begin{aligned} \Delta X_{A_1}^\beta &= X_{A_1}^\beta - X_{A_1\Theta=0}^\beta \\ \Delta Y_{A_1}^\beta &= Y_{A_1}^\beta - Y_{A_1\Theta=0}^\beta, \end{aligned} \quad (7)$$

де $X_{A_1}^\beta$, $Y_{A_1}^\beta$ – координати центра фальш-колеса, точки A_1 , при поздовжньому нахилі шворня;

$X_{A_1\Theta=0}^\beta, Y_{A_1\Theta=0}^\beta$ – координати центра фальш-колеса при поздовжньому нахилі шворня у нейтральному положенні.

При визначенні координат центра фальш-колеса при поздовжньому нахилі шворня $X_{A_1}^\beta, Y_{A_1}^\beta$ скористаємось зв'язком між поперечним, поздовжнім кутами нахилу шворня та кутом повороту керованого колеса [3].

Ураховуючи цей зв'язок, координати центра фальш-колеса при поздовжньому нахилі шворня визначаються так

$$\begin{aligned} X_{A_1}^\beta &= X_{A_1}^{\alpha=\beta}(90^\circ \pm \Theta) = l_y \cos(\beta_{ш} + \gamma_{ш0}) \cos \beta_{ш} \cos(90 \pm \Theta) = \\ &= \mp l_y \cos(\beta_{ш} + \gamma_{ш0}) \cos \beta_{ш} \sin \Theta \\ Y_{A_1}^\beta &= Y_{A_1}^{\alpha=\beta}(90^\circ \pm \Theta) = l_y \cos(\beta_{ш} + \gamma_{ш0}) \sin(90 \pm \Theta) = \\ &= l_y \cos(\beta_{ш} + \gamma_{ш0}) \cos \Theta \end{aligned} \quad , \quad (8)$$

де $X_{A_1}^{\alpha=\beta}(90^\circ \pm \Theta), Y_{A_1}^{\alpha=\beta}(90^\circ \pm \Theta)$ – координати центра фальш-колеса при поперечному нахилі шворня та повороті цапфи на кут $90^\circ \pm \Theta$ і рівності кутів $\alpha_{ш} = \beta_{ш}$; $\beta_{ш}$ – кут поздовжнього нахилу шворня.

Знак (+) у цій формулі беремо для лівого колеса при повороті ліворуч від нейтрального положення, знак (-) – при повороті праворуч.

Координати центра фальш-колеса при поздовжньому нахилі шворня у нейтральному положенні визначимо, використовуючи залежності (8) при $\Theta = 0$

$$\begin{aligned} X_{A_1\Theta=0}^\beta &= 0 \\ Y_{A_1\Theta=0}^\beta &= l_y \cos(\beta_{ш} + \gamma_{ш0}) \end{aligned} \quad (9)$$

З урахуванням вищенаведеного залежності (7) для визначення величин відхилень $\Delta X_{A_1}^\beta, \Delta Y_{A_1}^\beta$ набудуть наступного вигляду

$$\begin{aligned} \Delta X_{A_1}^\beta &= \mp l_y \cos(\beta_{ш} + \gamma_{ш0}) \cos \beta_{ш} \sin \Theta \\ \Delta Y_{A_1}^\beta &= l_y \cos(\beta_{ш} + \gamma_{ш0}) \cos \Theta - l_y \cos(\beta_{ш} + \gamma_{ш0}) \end{aligned} \quad (10)$$

Після підстановки залежностей (10) до залежностей (6) остаточно отримаємо координати центра жорсткого фальш-колеса при комбінованому нахилі шворня

$$\begin{aligned} X_{A_1} &= l_y \cos(\alpha_{ш} + \gamma_{ш0}) \cos \alpha_{ш} \cos \Theta \mp l_y \cos(\beta_{ш} + \gamma_{ш0}) \cos \beta_{ш} \sin \Theta \\ Y_{A_1} &= l_y \cos(\alpha_{ш} + \gamma_{ш0}) \sin \Theta + l_y \cos(\beta_{ш} + \gamma_{ш0}) (\cos \Theta - 1) \end{aligned} \quad (11)$$

Ураховуючи (11) та (5) координати точки контакту жорсткого фальш-колеса з опорною поверхнею при комбінованому нахилі шворня визначаються так

$$\begin{aligned} X_{B_1} &= l_y \cos(\alpha_{ш} + \gamma_{ш0}) \cos \alpha_{ш} \cos \Theta \mp l_y \cos(\beta_{ш} + \gamma_{ш0}) \cos \beta_{ш} \sin \Theta - r_k \sin \gamma_{ш} \cos \Theta_k \\ Y_{B_1} &= l_y \cos(\alpha_{ш} + \gamma_{ш0}) \sin \Theta + l_y \cos(\beta_{ш} + \gamma_{ш0}) (\cos \Theta - 1) - r_k \sin \gamma_{ш} \sin \Theta_k \end{aligned} \quad (12)$$

З аналізу отриманих залежностей (12) видно, що координати точки контакту керованого фальш-колеса з опорною поверхнею при комбінованому нахилі шворня залежать від довжини цапфи, кутів нахилу шворня, поточного кута розвалу фальш-колеса та кута його розвалу у нейтральному положенні, радіуса фальш-колеса та кутів повороту цапфи та фальш-колеса.

В отриманих залежностях невідомою величиною є кут повороту фальш-колеса Θ_k . Цей кут з достатньою для практичних розрахунків точністю можна прирівняти до кута повороту цапфи [4].

Залежності (12) дозволяють визначити радіус кривизни траєкторії руху точки контакту жорсткого керованого колеса, величину якого у подальшому буде використано при розрахунках моменту опору повороту шини:

$$R = \sqrt{X_{B_1}^2 + Y_{B_1}^2} \quad (13)$$

Достовірність залежності (13) було перевірено експериментально за методикою, наведеною в роботі [5]. Експеримент проводили на створеному у Кременчуцькому національному університеті імені Михайла Остроградського стенді [6] з лівим керованим фальш-колесом при комбінованому нахилі шворня $\alpha_{ш} = 9^\circ 30'$, $\beta_{ш} = 5^\circ 30'$. Кут розвалу фальш-колеса у нейтральному положенні $\gamma_{ш0} = -0,84^\circ$, довжина цапфи $l_y = 0,225$ м, радіус фальш-колеса $r_k = 0,571$ м.

Результати експериментальних даних і розраховані за залежністю (13) значення радіуса кривизни траєкторії руху точки контакту з опорною поверхнею жорсткого керованого фальш-колеса наведено на рис. 2. Із аналізу наведених даних видно, що експериментальні та розрахункові дані збігаються, розбіжність між ними не перевищує 3,8 %.

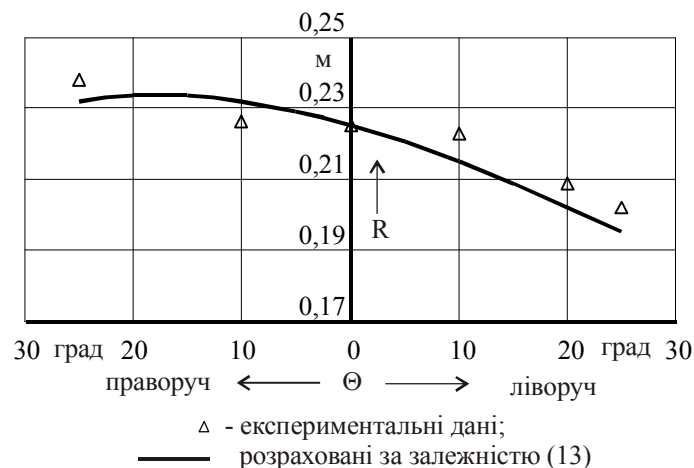


Рисунок 2 – Залежність радіуса кривизни траєкторії руху точки контакту жорсткого керованого фальш-колеса від кута повороту фальш-колеса

Висновки. 1. Точка контакту жорсткого керованого фальш-колеса з опорною поверхнею при його коченні під час повороту на місці рухається по криволінійній траєкторії відносно центра, яким є проекція на опорну поверхню центра повороту фальш-колеса.

2. Визначальними конструктивними параметрами, що описують траєкторію руху точки контакту жорсткого фальш-колеса з опорною поверхнею, є довжина цапфи, поперечний і поздовжній нахили шворня, кут розвалу та радіус фальш-колеса.

Список літератури: 1. Солтус А. П. Основы теории рабочего процесса и расчета колесных управляющих модулей : монография / А. П. Солтус. – Деп. в Укр. НИИТИ №501-Ук90 ВИНТИ "Деп. науч. труды", 1990. – № 7(290), б/о 203. – 234 с. 2. Клімов Е.С. Дослідження траєкторії руху точки контакту жорсткого керованого фальш-колеса з опорною поверхнею при повороті на місці / Е. С. Клімов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 29(1002) – С. 42 – 47. 3. Солтус А. П. Визначення впливу поздовжнього нахилу шворня на ваговий стабілізуючий момент / А. П. Солтус, С. М. Черненко // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал "Машинознавство". – 2003. – № 6(72). – С. 47 – 50. 4. Солтус А. П. О функциональной взаимосвязи углов поворота цапфы и управляемого колеса автомобиля / А. П. Солтус, С. М. Черненко // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – 2002. – № 6(17). – С. 63 – 65. 5. Солтус А. П. Дослідження впливу положення точки зустрічі осі шворня з опорною поверхнею на поворот керованого колеса на місці / А. П. Солтус, Е. С. Клімов, В. І. Пилипенко // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал «Машинознавство». – 2009. – № 6 (144). – С. 41–44. 6. Пат. 70671 Україна, МПК G 01 L 5/13. Стенд для визначення зміщення центра відносного повороту відбитка пневматичної шини керованого колеса / Солтус А. П., Клімов Е. С. ; власник Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського. – № u 2011 13111, заявл. 07.11.2011 ; опубл. 25.06.2012, Бюл. № 12.

Надійшла до редколегії 05.03.14.

УДК 625.06/08(031)

Дослідження траєкторії руху точки контакту жорсткого керованого фальш-колеса при комбінованому нахилі шворня під час повороту на місці / Е. С. Клімов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 148-154. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-6840.

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований траектории движения точки контакта жесткого управляемого колеса с опорной поверхностью при комбинированном наклоне шворня при повороте на месте. Получены зависимости для ее определения. Определено положение центра, относительно которого двигается точка контакта фальш-колеса.

Ключевые слова: шкворень, траектория, управляемое фальш-колесо, точка контакта.

Study to paths of the moving the point of the contact hard operated cheating travell about under multifunction slopping pivot during tumbling on place / E. S. Klimov // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 148-154. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-6840.

The results of the theoretical and experimental studies of the steering rigid wheel-road contact point in dependence on pivot inclinations have been studied. The wheel-road contact point trajectory centre has been determined. The dependence for its calculation has been obtained.

Keywords: kingpin, trajectory, steering rigid wheel, contact point.

УДК 629.3.026.12

М. В. ДЯЧУК, канд. техн. наук, доцент кафедри ЕРМ ДВНЗ "ПДАБА",
Дніпропетровськ

РОЗРОБКА МОДЕЛІ ФРИКЦІЙНОГО ЗЧЕПЛЕННЯ З ГІДРОПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ

Розглядаються питання побудови динамічної моделі дискового фрикційного зчеплення та його приводу засобами середовищ імітаційного моделювання Simulink/Simscape. Запропоновано моделі пневматичного підсилювача з гідравлічним слідкуючим пристроєм, виконано тестування процесу ввімкнення зчеплення при рушанні з місця. Деталізація моделі зчеплення дозволяє налаштовувати її за багатьма параметрами, узгоджено з конкретними конструктивними особливостями.

Ключові слова: дискове зчеплення, гідропневматичний привод.

Актуальність. Сучасні засоби комп'ютерного інжинірингу дозволяють значно підняти рівень складності задач синтезу систем транспортного засобу. Відтворення конструктивних особливостей при складанні моделей дозволяє уточнити фізичні процеси функціонування. Останнє особливо важливе при організації систем автоматичного керування, роботизації.

Сучасні вантажні автомобілі використовують багатоступеневі коробки передач, автоматизація приводу яких є шляхом зменшення витрат палива та роботи водія з керування ТЗ. Розробка систем автоматизації керування у середовищах імітаційного моделювання повинна базуватись на адекватних моделях складових трансмісії, що потребує імітацій механічних, гідравлічних, пневматичних, електричних та інших підсистем.

Постановка задачі. Основною задачею на даному етапі моделювання трансмісії вантажного автомобіля є складання моделі фрикційного зчеплення з гідропневматичним приводом у середовищі Simulink/Simscape. Крім того, окремими задачами є складання моделей двигуна та елементів трансмісії, що передаватимуть зовнішні сили опору руху.

У якості об'єкту моделювання розглядається силовий привод вантажного автомобіля DAF XF95.430, що дає можливість використовувати наведені параметри.

Припущення. Основні припущення стосуються механічної частини, де використовуються лінійні пружно-дисипативні елементи, та пневматичної частини, в якій термальні порти блоків законсервовано адіабатною системою. Останнє не обов'язкове, але дозволяє скоротити теплову задачу там, де це не призводить до суттєвого погіршення якості розрахунків.

Основна частина. Наведена структурна модель функціонування зчеплення вантажного автомобіля (рис. 1) складається з наступних елементів. Джерелом механічної енергії є двигун 1, що керується одночасно акселератором та контролером. Блок 2 уособлює параметричну модель дискового фрикційного зчеплення з діафрагмовою пружиною витягування пелюсткового типу. Навантаження формується через елементарну трансмісію 3, що відтворює опір у процесі початку руху на першій передачі. Вимикання зчеплення здійснюється штоком пневмопідсилювача 4, що має гідравлічну лінію керування (педаль зчеплення 7, головний циліндр 6, гідропровід 5) та пневматичну силову лінію (пневмопровід 9, джерело тиску 10, атмосферна система відліку 11). Початкові умови формуються блоком 14 та бездротовим засобом передаються до блоків органів керування, зокрема блоком 8 на модель педалі

© М. В. Дячук, 2014

зчеплення. Блок 15 акумулює результати моделювання та вихідні дані.

Розглянемо деякі блоки детальніше.

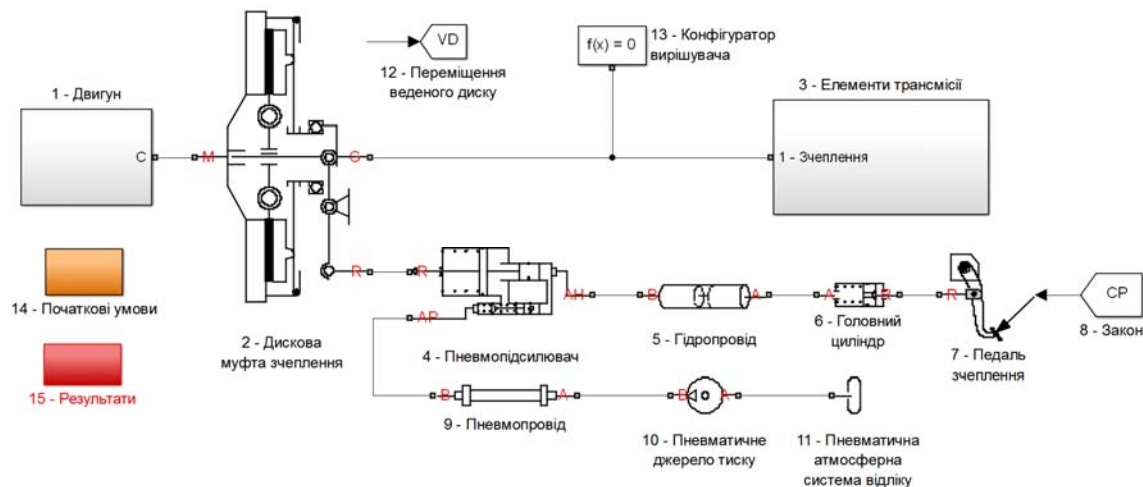


Рисунок 1 – Simulink/Simscape модель функціонування фрикційного зчеплення з гідропневмоприводом

Розглянемо модель однодискового фрикційного зчеплення з діафрагмовим пружним елементом пелюсткового типу (рис. 1, поз. 2) у розгорнутому виді на рис. 2. Модель враховує два типи руху елементів: обертальний (блоки 1-13) та поступальний (блоки 14-53). Обертальні елементи уособлюють ведучі та ведені маси, що передають крутний момент силами сухого тертя та з'єднуються стискаючим зусиллям пружного елемента. Центральними є блоки 3, 4 моделі - обертове тертя з контактним навантаженням, що визначають дві контактні поверхні веденого диску та нормальне навантаження з боку контртіл. Вхідний порт 1 обертального руху забезпечує механічний зв'язок з валом ДВЗ; інерція маховика, натискного диску та інших ведучих елементів представлена блоком 2, а інерція веденого диску - блоком 5. Ведучі обертальні маси 2 під'єднані до портів **B** (Base) блоків 3, 4, а ведені 5 - до портів **F** (Follow). Таким чином, ступінь зв'язку між цими портами залежить від значення фізичних сигналів, що формуються на порти **N** блоків 3, 4. Обертний демпфер 6 спрацьовує, коли зчеплення вимикається, та імітує підшипникове з'єднання валів двигуна та первинного валу КЗП.

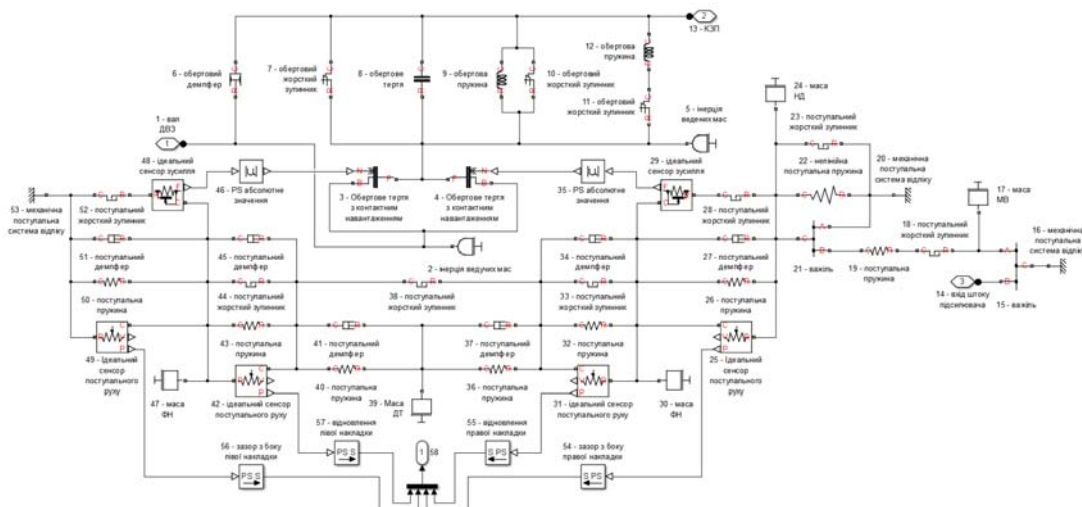


Рисунок 2 – Структурна Simscape-модель фрикційного зчеплення (рис. 1, поз. 2)

Блоки 7-12 моделюють двоступінчастий гасник крутильних коливань. Пружини демпферу визначено обертовою пружиною 9, яка встановлена з попереднім скручуванням в умовах обмеження кутового переміщення обертовим жорстким зупинником 10. Тобто, спрацювання пружини демпферу можливе тільки при перевищенні крутного моменту відповідно до її попередньої деформації. Обертовий жорсткий зупинник 11 вмикається тільки після вибору певного кута закручування маточини гасника та підключає додаткову обертову пружину 12 другої ступені. Власне гасіння відбувається завдяки блоку 8 - обертове тертя, а максимальні кути закручування демпферу обмежуються обертовим зупинником 7.

Перейдемо до поступальних елементів. Вхідний порт 14 дозволяє передавати зусилля від штоку підсилювача до важеля 15 муфти вимикання 17 (задана масою) через опору 16 (механічна поступальна система відліку). Поступальний жорсткий зупинник 18 моделює зазор між муфтою вимикання зчеплення та упорним кільцем, яке передає тиск на гнучкі пелюстки (поступальна пружина 19) діафрагмового натискного пристрою. Передавальне число діафрагмової пружини у частині руху як жорсткої балки моделюється важелем 21, плечі якого відповідають опорним діаметрам тарілчастої пружини. Враховуючи, що у даному випадку зчеплення з витягувальною пружиною, порт А важелю 21 фіксується на механічній поступальній системі відліку 20, а для відведення натискного диску, що представлено масою 24, залучається порт С. Переміщення натискного диску (маса 24) обмежується поступальним жорстким зупинником 23. Центральним елементом цієї частини є нелінійна поступальна пружина 22, що використовує розрахункову характеристику взаємодії пелюсткової пружини та натискного диску у вигляді інтерполяційного поліному. Ведений диск моделюється складеним елементом з осьовою податливістю як від деформування фрикційних накладок, так і від диску-тримача. Пружно-дисипативні властивості накладок забезпечуються блоками 32, 34 (права накладка) та 43, 45 (ліва накладка). Блоки 33 та 44 обмежують лінійну деформацію накладок, які представлені масами 30 (права накладка) та 42 (ліва накладка). Пружно-дисипативні властивості диску-тримача (маса 39) забезпечують блоки 36, 37 (праворуч) та 40, 41 (ліворуч); поступальний жорсткий зупинник 38 обмежує осьову податливість металевого диску-тримача. Власне контактні зусилля, що передаються до портів N блоків 3 та 4, формуються блоками 28 та 52 - поступальними жорсткими зупинниками - праворуч та ліворуч відповідно. Ідентифікація зусиль забезпечується ідеальними сенсорами 29 та 48, а блоки 35 та 46 передають саме модульні значення контактних зусиль. Таким чином, якщо пружина 22 через натискний диск 24 формує активне зусилля на праву накладку, то ліва накладка отримує реактивне зусилля від нерухомого маховика, що у поступальній формі задається блоком 53 - механічною системою відліку. Власне, зазори у парах тертя створюються у блоках 28 та 52. Елементи 26, 27 та 50, 51 забезпечують гарантовані зазори та імітують поступальне переміщення маточини веденого диску по шліцьовій частині вихідного валу 13. Вимірювання деформацій накладок забезпечується ідеальними сенсорами поступального руху 31 та 42, а зазорів у парах тертя - сенсорами 25 та 49. Вихідний порт 58 акумулює вказані переміщення через конвертори 54-57 сигналів сенсорів.

Тепер розглянемо гідропневматичний підсилювач зчеплення (див. рис. 1, поз. 4) у розгорнутому виді (рис. 3). Рідина під тиском надходить до гідравлічного порту 1. Структурну схему умовно можна поділити на дві частини: керуючу та силову. При тому, за для реалізації слідкуючої дії виконуючі гідравлічні та пневматичні елементи цих двох гілок пов'язані з керуючими.

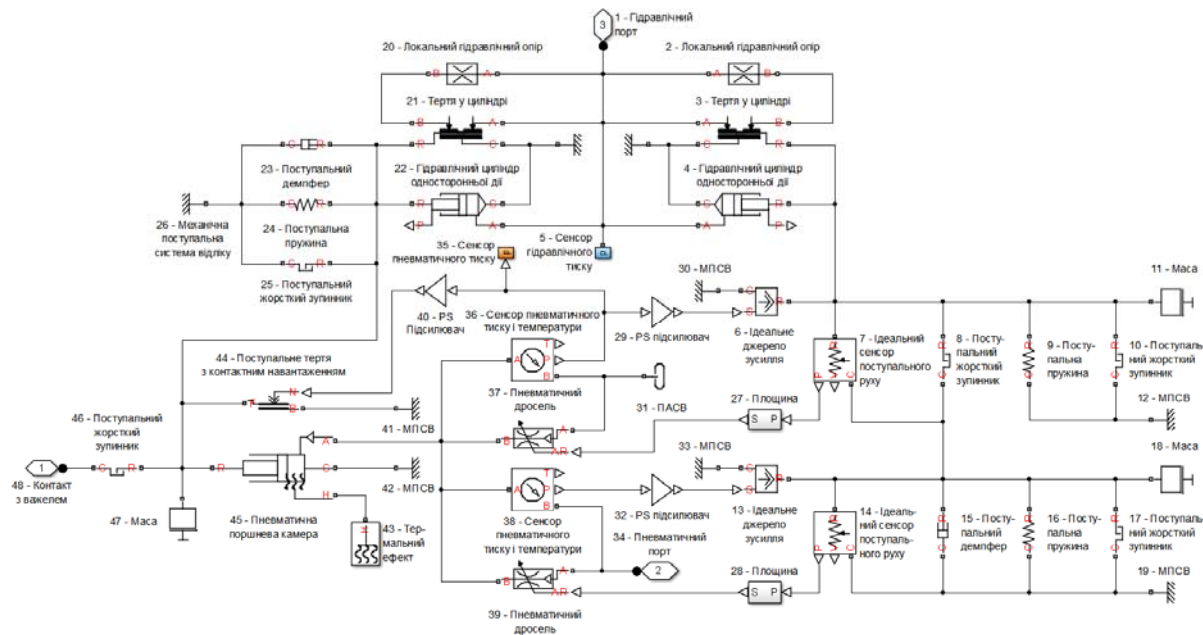


Рисунок 3 – Структурна Simscape-модель пневмопідсилювача зчеплення (рис. 1, поз. 4)

Рухлива частина гідроциліндру 4 виконує роль слідкуючого поршня, який має зв'язок зі стінками циліндру через манжети грузним опором та сухим тертям у блоці 3. Нерухливі частини об'єднані портами С та фіксовані. Тиск ззовні манжети менший за внутрішній, тому до порту В блоку 3 рідина надходить через місцевий гідравлічний опір 2. Значення гідравлічного тиску фіксується сенсором 5. Слідкуючий поршень має інерційні властивості, що імітуються масою 11. Рух поршня обмежується поступальним жорстким зупинником 10, а зворотний хід - поступальною пружиною 9, фіксованими відносно механічної поступальної системи відліку 12. Поступальний жорсткий зупинник 8 імітує зазор, необхідний для випуску повітря, між пневматичним клапаном та слідкуючим поршнем. Вимірювання зазору забезпечується сенсором поступального руху 7. Пневматичний клапан імітовано масою 18. Рух клапана обмежується поступальним жорстким зупинником 17, а зворотний хід - поступальною пружиною 16, фіксованими відносно механічної поступальної системи відліку 19. Роботу пружини 16 зм'якшує поступальний демпфер 15. Вимірювання ходу клапана забезпечується сенсором поступального руху 14.

Одночасно тиск рідини діє на гідравлічний поршень 22 підсилювача, який послідовно задіяний з пневматичним поршнем 47 пневматичного циліндру 45. Враховуючи значне зустрічне зусилля опору, у перші моменти гідравлічний поршень майже не рухається. Блок 21 імітує манжетний опір руху під тиском рідини. З боку пневматичного циліндру тиск на манжету зменшено введенням локального гідравлічного опору 20. Хід штоку підсилювача обмежується поступальним жорстким зупинником 25 відносно механічної поступальної системи відліку 26, а пружна та демпферна дії забезпечуються поступальними блоками 24 та 23 відповідно. Манжета пневматичного циліндру також додає опору руху, тому введений блок поступального тертя з контактним навантаженням 44. Його порт В фіксовано відносно механічної поступальної системи відліку 41, а порт F з'єднаний з портом R штоку пневматичної камери 45, корпус якої фіксований відносно механічної поступальної системи відліку 42. Через поступальний жорсткий зупинник 46 після вибору зазору зусилля передається на вихідний порт 48 для контакту х важелем муфти вимикання зчеплення.

Тепер з'ясуємо яким чином відбувається дроселювання. Утворення кільцевих каналів фіксується сенсорами поступального руху 7 та 14 плунжеру та клапану відповідно. У блоках 26, 27 фізичний сигнал ходу перетворюється на площини прохідних отворів повітря з тією різницею, що при позитивному ході плунжеру площа перетину зменшується, тобто отвір закривається та ізолюється від навколишнього повітряного середовища. Площина перетину у блоці 26 почне утворюватися тільки після упору плунжеру у пневматичний клапан. Значення площин подаються до портів **AR** пневматичних дроселів 37 та 39, які під'єднані до порту **A** пневматичного циліндру 45. Спочатку порт **A** дроселю 37 сполучується з атмосферним тиском через блок 31 – пневматична атмосферна система відліку. Дросель 39 при цьому закритий. Диференціальний сенсор тиску повітря 36 вимірює різницю тиску перед та за дроселем. У блоці 29 значення диференційного тиску помножується на значення площини перетину плунжеру 4 у пневматичній частині. Отримане значення через порт фізичного сигналу **S** надходить до ідеального джерела зусилля 6, яке дозволяє змоделювати реактивну дію стислого повітря на плунжер, а отже і слідкуючу дію. Значення пневматичного тиску передається до результатів через сенсор 35. Блок 40 дозволяє перевести диференціальний тиск у зусилля, що нормально діє на стінки пневматичної манжети та передається до порту **N** блоку 44. Блок 34 є входним пневматичним портом, під'єднаним до порту **A** дроселю 39. Сенсор тиску 38 забезпечує значення різниць тиску на вході та виході дроселю 39. У блоці 32 цей сигнал підсилюється площиною клапану та у виді зусилля, що намагається закрити клапан, подається до порту фізичного сигналу **S** ідеального джерела зусилля 13.

Термальний ефект тепловідведення забезпечує блок 43, під'єднаний до порту **N** пневмоциліндру 45.

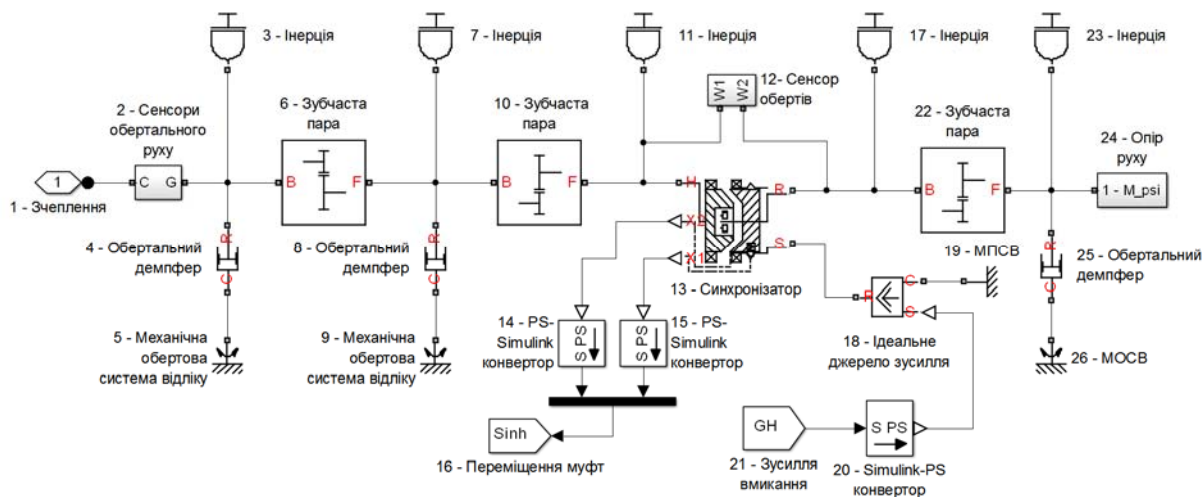


Рисунок 4 – Структурна Simscape-модель трансмісії на першій передачі (рис. 1, поз. 9)

Моделювання навантаження на зчеплення виконується для випадку рухання з місця на першій передачі (рис. 1, поз. 9). Для цього складемо модель двоступеневі передачі з вмиканням синхронізатором (рис. 4). Підключення блоку навантаження здійснюється через входний порт 1 - зчеплення. Для оцінки обертів та крутного моменту первинного валу використовується сенсор обертального руху 2. Інерція 3 уособлює обертові маси первинного валу КЗП. Обертальні демпфери 4, 8, 25 імітують втрати у підшипниках кочення відносно корпусу, який об'єднано механічними обертовими системами відліку 5, 9, 26. Пара постійного зачеплення 6 приводить

проміжний вал, інерційні властивості якого зведені до блоку 7. Зубчаста пара першої передачі 10 під'єднана до порту **Н** синхронізатору 13 з загальною інерцією 11. Порт **Р** синхронізатору зв'язаний з вихідним валом та карданною передачею, які моделюються інерцією 17. Порт **С** синхронізатору дозволяє задавати поступальне переміщення напівмуфти для замикання портів **Н** та **Р**. При цьому порт **Х1** дозволяє вивести значення переміщення синхронізуючого елемента, а порт **Х2** - переміщення зубчастої муфти. Після конвертації сигналів у блоках 14, 15 переміщення деталей синхронізатору записується у результати через блок 16 бездротової передачі даних. Переміщення муфти синхронізатору відбувається під дією зусилля, що генерується блоком 18 відносно механічної поступальної системи 19. Значення та форма сигналу отримується на блок 21 бездротовим засобом, а потім конвертується у розмірний сигнал блоком 20. Останній елемент трансмісії - головна передача, що моделюється зубчастою парою 22 з інерцією піввісей та коліс 23. Опір коченню задається блоком 24.

Результати досліджень. Розглянемо процес рушання з місця на нульовому підйомі. На рис. 5 наведені форми законів впливу на органи керування, які після підсилення конвертуються у фізичні сигнали. Так, зусилля на педалі зчеплення та рукоятці важеля перемикавання передач не перевищує 80 Н. На рис. 6 представлений результат у виді зміни кутових швидкостей агрегатів силової передачі. Як видно, на часі 1 с зчеплення вимикається і криві кутових швидкостей валу двигуна та первинного валу КЗП розділюються. У період часу 1-2.5 с лінійно на важелі підвищується сила. Кутова швидкість первинного валу КЗП стрімко зменшується у процесі синхронізації, а з часу 2.37 с вмикається передача. З часу 2.5 с швидкість валу двигуна підвищується акселератором і повільно зменшується зусилля утримання педалі зчеплення. Приблизно з часу 3.4 с спостерігається повне вмикання і вали двигуна та первинний КЗП обертаються майже як одне ціле. Далі відбувається розгін зі зменшенням подачі палива. При цьому видно, що закони кутових швидкостей відрізняються тільки масштабом, рівним загальному передавальному числу трансмісії.

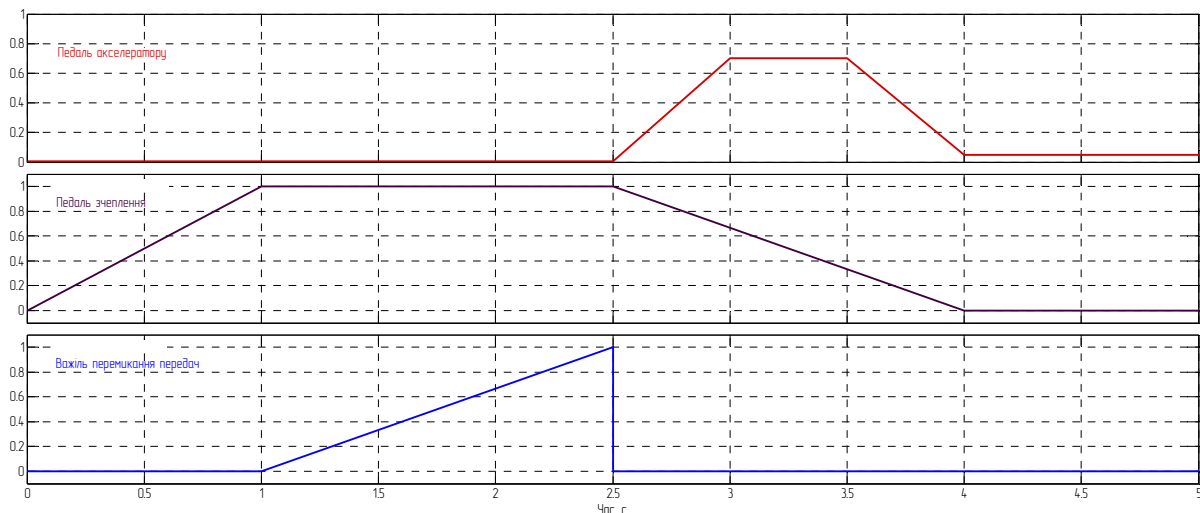


Рисунок 5 – Форми законів на органах керування при рушанні

Численність вихідних параметрів не дозволяє відобразити їх у статті, тому представлено найбільш показові кінематичні вихідні параметри функціонування моделі зчеплення. Загалом, результат даного етапу дослідження - якісна оцінка проміжної моделі трансмісії вантажного автомобіля. Основна мета розробки - перспектива

інтеграції моделі трансмісії з логічними контролерами, що дасть можливість створювати алгоритми керування та прототипи роботизованих мехатронних трансмісій.

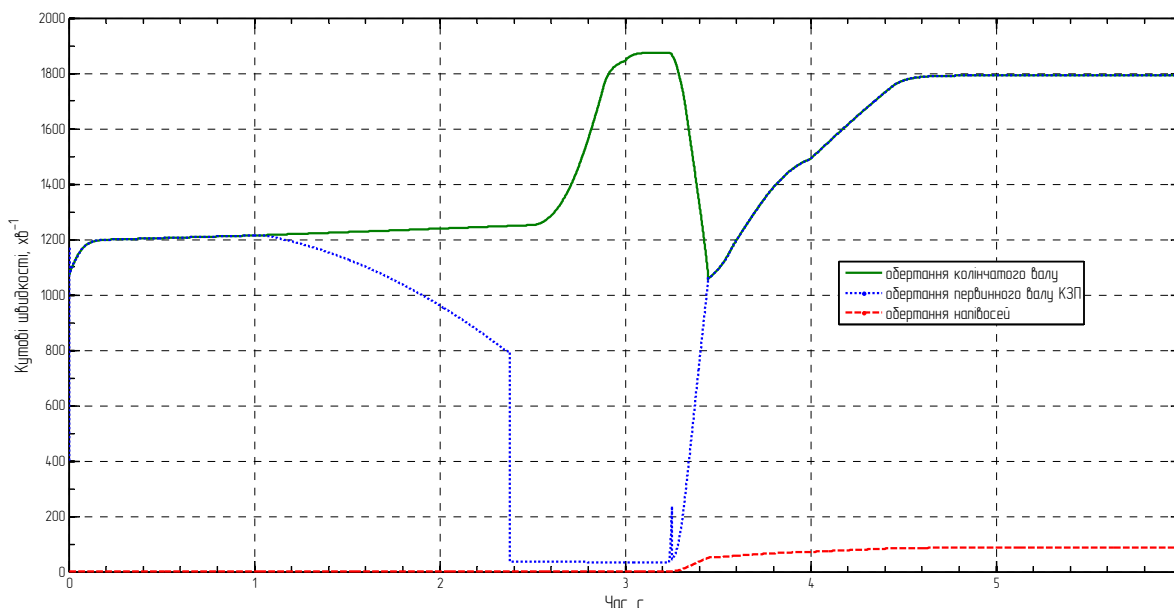


Рисунок 6 – Результат моделювання робочого процесу ввімкнення зчеплення

Висновки. Завданням цієї частини дослідження було встановлення працеспроможності моделі зчеплення з урахуванням особливостей його конструкції та приводу, стійкості процесу вмикання та відтворення характеру зміни тиску у парах тертя. Деталізація моделі зчеплення дозволяє налаштовувати її за багатьма параметрами, узгоджено з конкретними конструктивними особливостями.

Список літератури: 1. Грузовые автомобили DAF-XF95, руководство по ремонту, схемы электрооборудования [Текст] / Н. П. Сизов. – Санкт Петербург.: ООО "Издательство Диез", 2009. – 616 с. 2. *Simscape examples*. [Електронний ресурс]. – 2013. - Режим доступу: <http://www.mathworks.com/help/physmod/simscape/examples/index.html>.

Надійшла до редколегії 06.03.2014

УДК 629.3.026.12

Розробка моделі фрикційного зчеплення з гідропневматичним приводом / М. В. Дячук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 155-161. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-6840.

Рассматриваются вопросы построения динамической модели фрикционного сцепления и его привода средствами среды имитационного моделирования Simulink/Simscape. Предложены модели пневматического усилителя с гидравлическим следящим устройством, выполнено тестирование процесса включения сцепления при трогании с места.

Ключевые слова: дисковое сцепление, гидропневматический привод.

Development to models of the friction traction with hydropneumatic cause / M. V. Dyachuk // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 155-161. – Bibliogr.: 2. – ISSN 2078-6840.

The issues of friction clutch and its drive simulation by Simulink/Simscape software are considered. The pneumatic booster model with hydraulic sensing device is proposed; the testing of clutch switching in process of start from equilibrium state is executed.

Keywords: disk clutch, hydropneumatic drive.

ЗМІСТ

ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

<i>Аносов В. И., Самородов В. Б., Ребров А. Ю., Пелипенко Е. С.</i> Научное обоснование режимов экспресс-проверки тормозной системы колесных тракторов АО «ХТЗ»	3
<i>Самородов В. Б., Бондаренко А. И.</i> Аналіз ступеня стомлення операторів-водіїв сучасних колісних тракторів	14
<i>Самородов В. Б., Деркач О. И., Шуба С. А., Яловол И. В.</i> Оригинальная бесступенчатая гидрообъемно-механическая трансмиссия для гусеничных тракторов	26
<i>Мамонтов А.Г.</i> Сравнительные исследования динамической нагруженности ходовой системы колёсных тракторов с пневморессорной и серийной подвесками	33

АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

<i>Сахно В. П., Поляков В. М., Глінчук В. М., Босенко В. М.</i> Порівняльна оцінка показників стійкості триланкових автопоїздів у неусталених режимах руху	40
<i>Гутаревич Ю. Ф., Славін В. В.</i> Вплив типу системи живлення бензинового двигуна на ефективність системи нейтралізації відпрацьованих газів	47
<i>Сітовський О. П., Дембіцький В. М.</i> Методика визначення оптимального ступеня початкової зарядки накопичувачів енергії транспортних засобів	54
<i>Каишканов А. А.</i> Оцінювання невизначеності значень коефіцієнта зчеплення та її вплив на результати автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод	61
<i>Аверьянов В. С., Левчук Е. А.</i> Ресурсосберегающие технологии при использовании водных сред в условиях автомобильного транспорта	67
<i>Баранник І. М.</i> Зниження рівнів віброприскорень автомобіля шляхом зміни експлуатаційних параметрів шин	73
<i>Ільченко А. В., Балюк В. Ю., Тростенюк Ю. В.</i> Спосіб удосконалення фільтра-нейтралізатора відпрацьованих газів дизеля за допомогою відцентрово-струменевого завихрувача	78
<i>Сторчеус Ю. В.</i> Застосування агрегатів каскадного теплообміну для поліпшення енергоспоживання у транспортних силових установках	84
<i>Деркач В. Л.</i> Визначення впливу передпускового підігріву на показники роботи двигуна в режимі холостого ходу	89

ЕКСПЛУАТАЦІЯ І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛІВ ТА ТРАКТОРІВ

<i>Волков В. П., Комов П. Б., Грицук И. В., Волков Ю. В.</i> Совершенствование методов и средств мониторинга работоспособности автомобилей	93
<i>Наглюк И.С.</i> Скорость поступления продуктов изнашивания в моторное масло при эксплуатации автомобилей	98

<i>Полянский А. С., Клец Д. М., Дубинин Е. А., Задорожня В. В.</i> Повышение точности оценки эксплуатационных свойств мобильных машин с помощью регистрационно-измерительного комплекса	103
---	-----

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

<i>Богомоллов В.А., Клименко В.И., Михалевич Н.Г., Ярита А.А.</i> Построение статической характеристики механизма выключения сцепления транспортного средства	109
<i>Таран И. А., Трубицин М. Н.</i> Обобщенная формула одноплоскостной балансировки произвольных жестких вращающихся тел.	114
<i>Дущенко В. В., Агапов О. М.</i> Методика розрахунку параметрів двоступінчастих пневмогідрравлічних ресор систем підресорювання транспортних засобів	120
<i>Стиранівський Ю. О.</i> Моделювання процесу ущільнення ґрунту і колієутворення рушіями лісових машин	129
<i>Підгорний М. В., Огій О. В.</i> Побудова зовнішньої швидкісної характеристики дизельного двигуна DONG FENG CY4102BZLQ	136
<i>Леонтьев Д.Н., Фролов А.А.</i> Определение нагрузки на демпфер крутильных колебаний и способ расчета средней крутильной жесткости	143
<i>Клімов Е. С.</i> Дослідження траєкторії руху точки контакту жорсткого керованого фальш-колеса при комбінованому нахилі шворня під час повороту на місці	148
<i>Дячук М. В.</i> Розробка моделі фрикційного зчеплення з гідропневматичним приводом	155

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Збірник наукових праць

Серія:
Автомобіле- та тракторобудування

№ 8 (1051)'2014

Науковий редактор В. Б. Самородов
Технічний редактор ст. викл. С. О. Шуба, ст. викл. А. Г. Мамонтов
Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

Адреса редколегії:
Кафедра «Автомобіле- та тракторобудування», НТУ «ХПІ»
вул. Фрунзе, 21, Харків, 61002.
Тел.: (057) 707-64-64; e-mail: shubaserg@mail.ru

Обл.-вид № 65–14.

Підп. до друку 25.04.2014 р. Формат 60×84 1/8. Папір офісний.
Riso-друк. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 14,2. Наклад 300 прим. 1-й з-д 1–45.
Зам. № 327. Ціна договірна.

Видавець і виготовлювач
Видавничий центр НТУ «ХПІ»,
вул. Фрунзе, 21, м. Харків-2, 61002

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.