ДОНЕЦЬКА АКАДЕМІЯ автомобільного транспорту

Вісник Донецької академії автомобільного транспорту

№ 4
2014

Науковий журнал

Засновник:
Донецька академія автомобільного транспорту

Видавець:
ПП «Рекламно-виробнича фірма «Молнія»
Адреса: вул. Октября, 22 а,
м. Донецьк, 83030
тел.: (062) 388-21-67

За достовірність фактів, цифр, точність імен та прізвищ несуть відповідальність автори статей

До журналу увійшли статті співробітників, аспірантів та докторантів Донецької академії автомобільного транспорту та інших навчальних закладів

Матеріали номера друкуються мовою оригіналу

Видання виходить 4 рази на рік
Видається з січня 2004 року

Адреса редакції:
пр. Дзержинського, 7
м. Донецьк, 83086,
Тел. (062) 345-21-90
E-mail: nauka@diat.edu.ua
URL: journal.diat.edu.ua

Рекомендовано до друку вченою радою Донецької академії автомобільного транспорту.
Протокол № 3 від 28.11.2014 р.

Редакційна колегія:

Головний редактор
Енглезі І.П., *ректор Академії, к.т.н., доцент*

Заступник головного редактора
Макаров В.А., *д.т.н., доцент*

Члени редколегії:
Балабін І.В., *д.т.н., професор (Російська Федерація)*
Бєлов Ю.В., *к.т.н., доцент*
Бєлоусов В.В., *д.т.н., професор*
Бруннер Х., *д.т.н., професор (Німеччина)*
Вербицький В.Г., *д.ф.-м.н., професор*
Вовк Л.П., *д.т.н., професор*
Горожанкін С.А., *д.т.н., професор*
Доля В.К., *д.т.н., професор*
Загороднов М.І., *к.т.н., доцент*
Заренбін В.Г., *д.т.н., професор*
Кравченко О.П., *д.т.н., професор*
Макогон Б.П., *к.ф.-м.н., доцент*
Міротін Л.Б., *д.т.н., професор (Російська Федерація)*
Міщенко М.І., *д.т.н., професор*
Поліщук В.П., *д.т.н., професор*
Самородов В.Б., *д.т.н., професор*
Сахно В.П., *д.т.н., професор*
Сладковський О., *д.т.н., професор (Польща)*
Сунцов М.В., *д.х.н., професор*
Ткаченко В.П., *д.т.н., професор*
Федоров Є.Є., *д.т.н., доцент*
Хаханов В.І., *д.т.н., професор*

Відповідальний секретар
Гончарук В.Л.

Коректор
Виставкіна Т.Е.

Технічний редактор
Руденко О.В.

ВІСНИК ДОНЕЦЬКОЇ АКАДЕМІЇ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Науковий журнал

Засновник:

Донецька академія автомобільного транспорту

Видавець:
ПП «Рекламно-виробнича фірма «Молнія»
Адреса:
вул. Октября, 22 а,
м. Донецьк, 83030
Тел.: (062) 388-21-67
За достовірність фактів, цифр, точність імен та прізвищ несуть відповідальність автори статей.

У журнал увійшли статті співробітників, аспірантів та докторантів
Донецької академії автомобільного транспорту та інших навчальних закладів

Матеріали номера друкуються мовою оригіналу

Видання виходить 4 рази на рік
Видається з січня 2004 року

Адреса редакції:
пр. Дзержинського, 7
м. Донецьк, 83086
Тел: (062) 345-21-90
E-mail: nauka@diat.edu.ua
URL: journal.diat.edu.ua

Рекомендовано до друку вченою радою Донецької академії автомобільного транспорту
Протокол № 3 від 28.11.2014 р.

Свідоцтво про державну реєстрацію: серія КВ № 15 936-4408 ПР від 02.12.2009 р., видане Міністерством юстиції України.

«Вісник Донецької академії автомобільного транспорту» включений до Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук (постанова президії ВАК України від 10 лютого 2010 р. № 1-05/1).

Електронна версія видання надається у вільний доступ на власному сайті журналу «Вісник Донецької академії автомобільного транспорту» та на сайті Національної бібліотеки України імені В.І. Вернадського.

Видання розміщено на платформі Наукової електронної бібліотеки Російської Федерації і обробляється наукометричною базою «Российский индекс научного цитирования».

Видання розміщено і обробляється наукометричною базою «Академія Google».

Видання відображається у реферативній базі даних «Україніка наукова».

ISSN 2219-8180

Підписано до друку 28.11.2014 р. Формат 60 х 84/8. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 6,5. Наклад 100 прим.

Віддруковано у друкарні ПП «Рекламно-видавнича фірма «Молнія»
Адреса:
вул. Октября, 22 а,
м. Донецьк, 83030
Тел.: (062) 388-21-67

© Вісник Донецької академії автомобільного транспорту, 2014

Зміст

Транспортні технології

Бажинов А.В., Бажинова Т.А. **Методика расчета числа дорожно-транспортных происшествий в регионе** 5

Булгаков Н.П. **Математическая модель изменения технического состояния тормозной системы автомобиля** 9

Матейчик В.П., Цюман М.П., Волков В.П., Грицук І.В. **Особливості моделі для дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху** 13

Косенко Е.Е., Косенко В.В., Черпаков А.В., Егорочкин А.О. **Применение статистических методов для оценки пропускной способности станции технического осмотра автомобилей** 24

Мухина Л.В. **Применение контроллинга на автотранспортном предприятии** 32

Транспорт і двигуни внутрішнього згоряння

Кривошапов С.І. **Вплив конструкції стенду з біговими барабанами на коефіцієнт опору коченню колеса автомобіля** 36

Скалыга Н.Н., Рудинец Н.В. **К вопросу использования на автомобильном транспорте пиролизных сжигающих устройств как средств утилизации мусорных отходов и дополнительных источников тепловой энергии** 43

Горбік Ю.В. **Порівняльні дослідження впливу системи нейтралізації відпрацьованих газів легкового автомобіля на витрату палива за різними циклами випробування** 48

Наглюк И.С. **Оценка свойств моторных масел при эксплуатации большегрузных самосвалов** 53

Соболь О.В. **Разработка теплоаккумулирующих материалов на основе кристаллогидратов солей натрия для использования в климатических установках транспортных средств** 59

Грицук І.В., Гущин А.М., Краснокутская З.И., Момот М.С., Ушаков А.Л. **Анализ требований к микроклимату рабочего места водителя колесного транспортного средства** 66

Прилепский Ю.В. **Исследование возможности параллельной работы преобразовательных блоков системы рекуперации электрической энергии на транспортных средствах** 72

Косенко Е.Е., Косенко В.В., Черпаков А.В., Мещеряков В.М., Егорочкин А.О. **Моделирование напряженного состояния элемента рамной конструкции автомобиля в КЭ комплексе Ansys**..... 79

Белогуров Е.А. **Определение силы аэродинамического сопротивления автомобиля дорожным методом**..... 85

Будівництво й експлуатація автомобільних доріг

Рыбалко Р.И., Гущин В.М. **Экспериментальные исследования воздушной классификации сыпучих материалов в помольных агрегатах сухого измельчения в процессе строительства автомобильных дорог**..... 92

Автори номера..... 100

Правила подання та оформлення статей..... 101

Порядок рецензування статей..... 103

УДК 656.13

БАЖИНОВ А.В., к.т.н., доцент; БАЖИНОВА Т.А., аспирант,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЧИСЛА ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНЫХ ПРОИСШЕСТВИЙ В РЕГИОНЕ

Представление методики определения количества ДТП со смертельным исходом за счет оценки энергетических показателей транспортного потока и качества автомобилей.
Ключевые слова: *автомобиль, дорожно-транспортные происшествия, методика, количество автомобилей*

Постановка проблемы

В большинстве стран аварийность на автомобильном транспорте превратилась в одну из важнейших социально-экономических проблем. Не случайно положение с безопасностью дорожного движения Организация Объединенных Наций характеризирует как глобальный кризис. По данным Всемирного банка ежегодный экономический ущерб превышает 500 млрд. долларов.

По основным показателям аварийности Украина входит в группу стран с ухудшающейся ситуацией. Число погибших на 100 тыс. чел. в пять раз больше, чем в странах Европейского союза. Тяжесть последствий ДТП в нашей стране в 10…12 раз превышает значения этого показателя в других странах. Украина значительно выделяется среди экономически развитых стран по уровню дорожно-транспортного травматизма. Так, число погибших на 10 тыс. автомобилей в 5-6 раз превышает аналогичные показатели зарубежных стран.

Цель статьи

Расчет методики определения ДТП со смертельным исходом за счет оценки энергетических показателей транспортного потока и качества автомобилей с целью улучшения условий движения, экологической обстановки и уменьшения количества дорожно-транспортных происшествий (ДТП).

Основной раздел

Сохраняющаяся сложная обстановка с аварийностью во многом определяется постоянно возрастающей мобильностью населения и, соответственно, увеличением количества автомобилей и приростом протяженности улично-дорожной сети, не рассчитанной на современные транспортные потоки. Следствием такого положения является ухудшение условий движения, экологической обстановки и рост количества дорожно-транспортных происшествий (ДТП). Как показывает анализ, основной причиной большинства ДТП является нарушение водителями и пешеходами правил дорожного движения. В этих условиях в последнее десятилетие проблема обеспечения безопасности дорожного движения приобрела особою остроту.

Развитие автомобильного-транспорта приносит не только общественные и экономические выгоды, но, к сожалению, приводит к росту дорожно-транспортных происшествий с увеличением смертности. Число дорожно-транспортных происшествий со смертельным исходом можно определить по формуле [1]:

$$Д = 10^{-2} K \sqrt[3]{NP^2}\ , \qquad (1)$$

где Д – количество ДТП со смертельным исходом;

К – коэффициент безопасности, который меняется в пределах $(1…4)\cdot10^{-4}$;

N – количество автомобилей в регионе;

Р – численность поселений в регионе.

Данное уравнение не в полной мере характеризует причины ДТП со смертельным исходом. Коэффициент безопасности учитывает особенности дорожных и природно-климатических условий, техническое состояние автомобилей, квалификацию водителей, социальные условия жизни населения, организацию контроля безопасности дорожного движения, но не учитывает ряд конструктивных особенностей автомобилей, существенно снижающих количество ДТП. На наш взгляд, таким показателем может выступать интегральный показатель качества автомобилей.

Качество автомобилей определяется рядом показателей, характеризирующих весовые и габаритные параметры, топливную экономичность, производительность, маневренность, проходимость, надежность, безопасность, стоимость и прочее.

Анализ методов оценки качества [2,3] показал, что в настоящее время единого числового критерия оценки качества, всесторонне охватывающего все параметры автомобиля, нет; известные методы измерения качества не учитывают динамику параметров автомобиля по мере его старения; нет единого набора показателей автомобилей, используемых для оценки их качества; часто в качестве элементов интегрального показателя принимают отношения показателя оцениваемого изделия и нормативного показателя, а как выбрать этот норматив – остается проблемой; при анализе качества недостаточно осуществляется привязка технических, коммерческих, нормативно-правовых аспектов к автомобилю; широко используются субъективные подходы; некоторые методы применимы лишь для уже реализуемых на рынке автомобилей.

Можно сделать вывод: универсальных методов, позволяющих объективно оценить качество автомобилей на этапах их жизненного цикла, не существует.

Проблема оценки качества – это объединение выбранного множества показателей в один числовой показатель. Эта проблема обусловлена тем, что, во-первых, корректное сравнение альтернативных вариантов по одному единственному показателю практически невозможно, во-вторых, на практике очень редко встречаются ситуации, когда все показатели альтернативных вариантов упорядоченно выстраиваются в ряд и по ним легко ранжировать сравниваемые модели автомобилей. Проблему преобразования многокритериальной задачи оценки качества в однокритериальную можно решить способом формирования интегрального показателя.

Зная параметры оцениваемого автомобиля и значения показателей качества, можно вычислить интегральный показатель:

$$K_{ИН} = K_р \cdot K_Н \cdot K_б \cdot K_Т \cdot K_{ЭК} \qquad (2)$$

Из уравнения следует, что чем меньше интегральный показатель, тем выше качество легкового автомобиля.

Интегральный показатель качества автомобилей отражает такие показатели, как комфорт, надежность, безопасность, качество технических решений и экологичность. Этот интегральный показатель позволяет сравнивать автомобили различных классов с учетом внешних условий эксплуатации (табл. 1).

Таблица 1

Математические зависимости определения показателей качества

Показатель качества	Математическое выражение	Условные обозначения
Комфорт	$K_ф = \frac{V_б \cdot L_б}{2{,}1 V_c}$	$V_б$ – объем багажника, м^3 V_c – объем салона, м^3 $L_б$ – база автомобиля, м.
Надежность	$K_н = 1 - \frac{З_{тор}}{L_{ТО} \cdot H_л \cdot C_Т}$	$З_{тор}$ – затраты на ТО и ремонт, за периодичность ТО, грн; $L_{ТО}$ – периодичность ТО; $H_л$ – расход топлива, л/100 км; $C_Т$ – стоимость литра топлива, грн.
Безопасность	$K_б = 1/(n_{п.б} + L_a / L_б)$	$n_{п.б}$ – количество подушек безопасности; $L_б$ – длина автомобиля, м.
Техническое решение	$K_Т = \frac{0{,}36 \cdot H_{л.\min} \cdot V_{\max} \cdot t_р \cdot \rho_Т}{G_a}$	$H_{л.min}$ – минимальный расход топлива, л/100 км; V_{max} – максимальная скорость автомобиля, км/ч; $t_р$ – время разгона до 100 км/ч; $\rho_Т$ –плотность топлива, кг/м^3; G_a – масса автомобиля, кг.
Экологичность	$K_{эк} = \frac{G_a \cdot Э_Т}{H_л}$	$Э_Т$ – эталонная энергия затрат на 100 км пробега

Можно выделить пять основных факторов, характеризующих уровень безопасности движения. Это социально-экономические, конструктивные и транспортные, квалификация водителей, организация движения и окружающей среды. Последние четыре фактора могут учитываться интегральным показателем качества автомобиля, в котором устанавливается видеокамера, интеллектуальные системы освещения и контроля скорости движения, системы управления динамикой автомобиля и т.п.

Количество автомобилей, входящих в уравнение, (1) принимается по списочному количеству в стране, а не по числу автомобилей, движущихся по дороге. В этом случае следует количество автомобилей рассчитывать по энергетическим затратам. Поэтому количество автомобилей, находящихся на дорогах, за сутки составит

$$N = \frac{36500 Q_{сут}}{H_0 L_Г} \qquad (3)$$

где $Q_{сут}$ – суточный расход топлива в регионе;

H_0 – норма расхода топлива усредненная, л/100 км;

$L_Г$ – годовой пробег среднего автомобиля, км.

Усредненную норму расхода топлива следует рассчитывать по весовым значениям автомобилей по классам:

$$H_0 = 0{,}1 \cdot H_{0А} + 0{,}6 \cdot H_{0В} + 0{,}2 \cdot H_{0С} + 0{,}1 \cdot H_{0Д} \qquad (4)$$

где $H_{0А}$, $H_{0В}$, $H_{0С}$, $H_{0Д}$ – соответственно норма расхода топлива по классам автомобилей, л/100 км.

Мировая статистика пробега городского автомобиля свидетельствует, что 80 % автомобилей проезжают за день не более 40 км, а 50 % не более 20 км. Поэтому годовой пробег автомобиля можно принять в расчетах 10…12 тыс. км

После преобразования уравнения (1) с учетом вышеизложенного количество ДТП со смертельным исходом составит

$$Д = 1,7 \cdot 10^{-3} \frac{K}{K_{ЭТ}} \sqrt[3]{\frac{Q_{сут} P^2}{H_0 L_Г}} \quad (5)$$

где $K_{ЭТ}$ – эталонный интегральный показатель качества автомобилей.

Выводы

Совокупность вышеперечисленных параметров определяет зависимость уровня безопасности дорожного движения от количества и качества автомобилей. Следует акцентировать внимание на необходимости повышения качества выпускаемых в стране автомобилей.

Список литературы

1. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы и исследования): монография/ Н.Я. Говорущенко – Харьков, ХНАДУ, 2011. – 292 с.

2. Бажинова Т.О. Оценка качества технических решений в конструкции легковых автомобилей / Т.О. Бажинова // Вестник ХНАДУ. – 2012 – №55. – С.49-51.;

3. Крахмалева А.В. Оценка качества автомобилей / Крахмалева А.В., Фасхиев Х.А// Журнал «Маркетинг». – 2005 – №4 – С. 15-20.

Бажинов Ан.В., Бажинова Т.А. Методика расчета числа дорожно-транспортных происшествий в регионе

Анотація*. Надання методики визначення кількості ДТП зі смертельними наслідками за рахунок оцінки енергетичних показників транспортного потоку і якості автомобілів.*

Ключові слова: *автомобіль, дорожньо-транспортні пригоди, методика, кількість автомобілів.*

Bazhinov An.V., Bazhinova T.A. Methods of calculating the number of road accidents in the region

Abstract. *Presentation of methods for determining the number of fatal accidents by evaluating the energy performance of the transport stream and quality cars.*

Keywords: *car, road traffic accidents, method, the number of cars.*

Стаття надійшла до редакції 05.11.2014 р.

УДК 629.08

БУЛГАКОВ Н.П., к.т.н., доцент,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

В статье рассказывается о новом подходе к определению изменения технического состояния тормозной системы. Приведены новые формулы, позволяющие определить коэффициент тормозной эффективности, зная замедление автомобиля и давление в тормозной системе.
***Ключевые слова**: тормозная система, замедление, давление, коэффициент тормозной эффективности*

Введение

В процессе эксплуатации автомобиля имеет место ряд физико-химических необратимых процессов, чаще всего случайного характера, которые вызывают нарушение работоспособности узлов и элементов тормозной системы. Поэтому каждый элемент тормозной системы как объект диагностирования, в данный момент времени имеет определенное, характерное только для него состояние. В этом состоит трудность выбора унифицированной номенклатуры диагностических операций и последовательности их выполнения.

Анализ последних исследований

Современные дорожные и стендовые методы диагностирования не позволяют указать неисправность в системе, а лишь дают заключение о том, пригодна ли тормозная система к дальнейшей эксплуатации. Несмотря на усложнение конструкции и развитие электронных систем, бортовые системы диагностики также не могут обнаружить механические дефекты и нарушение герметичности привода, а лишь контролируют целостность электрических цепей. Наличие гидравлического блока ABS/ESP не влияет на возможность диагностирования, поскольку при испытаниях на барабанах он не вмешивается в работу системы и при необходимости его можно отключить. Разборка и поузловая проверка занимают время, после разгерметизации из системы необходимо удалять воздух, а органолептическим методом определить состояние элементов затруднительно.

Постановка задачи

Определить структурные и диагностические параметры рабочих процессов и создать математическую модель тормозной системы, которая позволяет определить техническое состояние каждого её узла.

Основная часть

Общая формула для определения тормозного момента, создаваемого колодочным барабанным и дисковым тормозным механизмом, имеет вид:

$$M_{\tau} = \mu \cdot r_{mp} \cdot K_{\Gamma} \cdot N_{T}, \qquad (1)$$

где $K_Г$ – геометрический коэффициент тормозного механизма;

$r_{тр}$ – радиус трения;

N_T – результирующая от всех элементарных сил, нормальных к поверхности трения.

Для дискового тормоза можно записать, что $K_Г$=2, поскольку сила прикладывается с 2-х сторон, а для барабанного тормоза $K_Г=f(e,c,a,h)$.

Для выявления потенциальных диагностических параметров рассмотрим уравнения, описывающие процессы в дисковом тормозном механизме как наиболее простом и широко распространенном на легковых автомобилях.

Равнодействующая нормальных сил, действующих со стороны приводного механизма через накладку колодки на диск:

$$N = p \cdot s_к, \tag{2}$$

где p – давление рабочего тела;

$s_к = \frac{\pi \cdot d_к^2}{4}$ – площадь поршня колёсного (рабочего) цилиндра.

Суммарная тангенциальная (тормозная) сила трения и тормозной момент, создаваемые дисковым тормозным механизмом:

$$T_\tau = z \cdot N \cdot \mu = z \cdot p \cdot s_к \cdot \mu \tag{3}$$

$$M_\tau = z \cdot r_{ср} \cdot \mu \cdot s_к \cdot p, \tag{4}$$

где z – число трущихся пар;

μ – коэффициент трения;

$r_{ср}$ – средний радиус трения диска.

При испытаниях на стенде тангенциальная сила, создаваемая силами инерции вращающихся масс и момент сил инерции, соответственно равны

$$T_и = (m_к + 0{,}5m_{ст}) \cdot j_т = m_{пр} \cdot j_т \tag{5}$$

$$M_и = r_к \cdot (m_к + 0{,}5m_{ст}) \cdot j_т = r_к \cdot m_{пр} \cdot j_т, \tag{6}$$

где $j_т \cdot m_{пр}$ – сила инерции, уравновешивающая тормозную силу;

$m_{пр}$ – приведенная масса вращающихся частей колеса и стенда;

$r_к$ – радиус колеса.

Момент сил инерции (6) уравновешивается моментом трения (4), поэтому коэффициент тормозной эффективности, представляющий отношение тормозного момента, создаваемого тормозным механизмом, к условному приводному моменту [1,2], можно записать в виде:

$$K_э = \frac{j_т \cdot m_{пр} \cdot r_к}{r_{ср} \cdot z \cdot s_к \cdot p}. \tag{7}$$

Объединим часть геометрических параметров и назовем геометрическим фактором:

$$\frac{1}{z \cdot s_к} \cdot \frac{r_к}{r_{ср}} = A_г . \tag{8}$$

В состав $A_г$ входят известные для данного автомобиля параметры. Приведенная масса вращающихся частей колеса и стенда $m_{пр}$ является характеристикой конкретного стенда. После подстановки (8) в (7) получим выражение коэффициента тормозной эффективности:

$$K_э = \frac{j_m}{p} \cdot A_г \cdot m_{пр} \tag{9}$$

Как следует из формулы (9), коэффициент тормозной эффективности можно определить, если измерить установившееся замедление j_m и установившееся давление p.

Чтобы расширить диагностические возможности математической модели, воспользуемся широко известным приемом: последовательно прологарифмируем (9):

$$ln\, K_э = ln\, j_m - ln\, p + ln\, A_г + ln\, m_{пр}, \tag{10}$$

а затем продифференцируем полученное выражение (10):

$$\frac{dK_э}{K_э} = \frac{dj_m}{j_m} - \frac{dp}{p} + \frac{dA_г}{A_г} + \frac{dm_{пр}}{m_{пр}} . \tag{11}$$

В выражении (11), заменив бесконечно малые приращения $dK_э$, dj_m, dp, $dA_г$ и $dm_{пр}$ на конечные приращения $\Delta K_э$, Δj_m, Δp, $\Delta A_г$ и $\Delta m_{пр}$, получим

$$\frac{\Delta K_э}{K_э} = \frac{\Delta j_m}{j_m} - \frac{\Delta p}{p} + \frac{\Delta A_г}{A_г} + \frac{\Delta m_{пр}}{m_{пр}}, \tag{12}$$

откуда относительное изменение коэффициента тормозной эффективности определяется как относительное изменение геометрического фактора, разности относительных изменений установившегося замедления и установившегося давления рабочего тела в контуре, так как приведенная масса стенда – величина постоянная и $\Delta m_{пр}$ =0:

$$\frac{\Delta K_э}{K_э} = \frac{\Delta j_m}{j_m} - \frac{\Delta p}{p} + \frac{\Delta A_г}{A_г} . \tag{13}$$

Аналогичные действия произведем над формулой (8), приняв неизменными $s_к$. Тогда

$$\frac{\Delta A_г}{A_г} = \frac{\Delta r_{тр}}{r_{тр}} + \frac{\Delta z}{z} - \frac{\Delta r_к}{r_к} . \tag{14}$$

В дорожных условиях тормозной момент, создаваемый тормозным механизмом, уравновешивается моментом толкающей силы инерции на колесном движителе, т. е.

$$F_T = j_m \cdot m_i \quad \text{или} \quad j_m \cdot m_i = A_г \cdot \mu \cdot p, \tag{15}$$

где j_m – замедление автомобиля при торможении;

m_i – толкающая масса.

Применяя к уравнению (15) тот же прием определения относительных изменений переменных, можно получить выражение, аналогичное (14), замыкающее всю цепь преобразования энергии в тормозной системе, позволяющее проследить влияние относительных отклонений всех структурных параметров на эффективность торможения.

Выводы

Известно, что у автомобилей, находящихся в эксплуатации, наблюдается существенное снижение тормозных свойств из-за нарушения регулировок и изменения структурных параметров тормозной системы [3]. Неисправности возникают практически во всех основных узлах системы. Приведенные уравнения раскрывают структуру изменения тормозного момента (силы трения) в тормозных механизмах, обусловленную изменением коэффициента трения и геометрических размеров, в том числе среднего радиуса трения, и устанавливают взаимосвязь между структурными и диагностическими параметрами.

Список литературы

1. Фрумкин А.К. Рабочие процессы и расчеты автомобиля. Тормозное управление. Учебное пособие / А.К. Фрумкин. – М.: МАДИ, 1979, 75с.

2. Гаспарянц Г.А. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля: Учебник для машиностроительных техникумов по специальности «Автомобилестроение» / Г.А. Гаспарянц. – М.: Машиностроение, 1978. – 351 с.

3. Пойда А.Н. Использование программно-аппаратных средств при диагностировании тормозных систем автомобилей / А.Н. Пойда, Н.П. Булгаков // XIV Научно-техническа конференция с международно участие, Варна, 2008. – С. 387-392.

Булгаков М.П. Математична модель зміни технічного стану гальмівної системи автомобіля

Аннотація. *У статті розповідається про новий підхід до визначення зміни технічного стану гальмівної системи. Наведені нові формули, що дозволяють визначити коефіцієнт гальмівної ефективності, знаючи уповільнення автомобіля й тиск у гальмівній системі.*

Ключові слова: *гальмівна система, уповільнення, тиск, коефіцієнт гальмівної ефективності*

Bulgakov N.P. Mathematical model of change a technical condition of the braking system of the car

Abstract. *In this article it is told about a new approach to definition of change of a technical condition of the braking system. The new formulas, allowing to define factor of brake efficiency are deduced, having measured deseleration and brake pressure.*

Keywords*: Braking system, pressure, deseleration, factor of brake efficiency*

Стаття надійшла до редакції 25.10.2014 р.

УДК 621.43+621.43.016.4-57+536.421+541.6:541.183

МАТЕЙЧИК В.П., д.т.н, професор; ЦЮМАН М.П., к.т.н, доцент;
Національний транспортний університет;
ВОЛКОВ В.П., д.т.н, професор;
Харківський національний автомобільно-дорожній університет;
ГРИЦУК І.В., к.т.н, доцент;
Донецький інститут залізничного транспорту УкрДАЗТ

ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛІ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З УРАХУВАННЯМ ПРОГРІВУ В ПРОЦЕСІ РУХУ

У статті викладені результати формування математичної моделі для дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху. У межах розробленої математичної моделі показана взаємодія складових при визначенні основних енергетичних, паливо-економічних і екологічних показників двигуна і транспортного засобу.
Ключові слова: *транспортний засіб, двигун, прогрів, процес руху, паливна економічність, екологічні показники.*

Постановка проблеми

Вирішення проблеми формування оптимального температурного стану (ОТС) двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) і транспортного засобу (ТЗ) в процесі передпускової і післяпускової теплової підготовки та експлуатації ТЗ – це складна задача, що може вирішуватись використанням системних методів дослідження [1]. Складовою частиною такого дослідження є визначення паливної економічності та екологічних показників ТЗ з урахуванням прогріву в процесі руху [1]. Для одночасного впливу на основні системні об’єкти двигуна і ТЗ застосовувалась комплексна система комбінованого прогріву (КСКП) на основі теплових акумуляторів (ТА) з теплоакумулюючим матеріалом (ТАМ), що мають фазовий перехід [1, 2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Основні положення або напрямки системного підходу успішно застосовували в дослідженнях об’єктів автомобільної техніки і транспорту такі вчені, як А.Н. Островцева, Є.С. Кузнецов, М.Я. Говорущенко та А.М. Туренко, В.В. Рудзінський, Н.М. Маяк, П.Р. Левковець, Ю.Г. Котиков, В.В. Скалозуб та В.М. Ільман, Ю.В. Горбик, В.Д. Мигаль, А.Н. Пойда, Г.Б. Безбородова та В.Г. Галушко, А.С. Терехова, А.В. Серов, В.Н. Луканін і Ю.В. Трофименко, Ю.Ф. Гутаревич, В.П. Матейчик і М.Ф. Дмитриченко, І.О. Вашуркин, В.О. Романов, Р.М. Сафіулліна та інші [3–8]. У роботах М.М. Карнаухова, В.О. Вашуркіна, С.Д. Гуліна, А.А. Сорокіна, Н.В. Глухенко, В.В. Шульгіна, С.О. Яковлева, І.А. Ільчука, М.І. Куколева, Ю.К. Кукелева, В.Д. Александрова, В.П. Волкова, Ю.Ф. Гутаревича, O. Schatz, M. Kytö, A. Pellikka й інших [3, 5, 9–13] виконано наукове обґрунтування і розроблена методика розрахунку, створення і дослідження бортових ТА для забезпечення передпускового розігріву ДВЗ в умовах низьких температур навколишнього середовища.

Мета статті

Метою статті є обґрунтування і розробка методики і математичної моделі для дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху. Дослідження в рамках вирішення даної проблеми проведено на кафедрах НТУ, ХНАДУ і ДонІЗТ УкрДАЗТ, де на основі математичної моделі системи «двигун-

нейтралізатор» розроблено методику і нову математичну модель для дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням особливостей прогріву транспортного двигуна в процесі його руху.

Матеріали й результати дослідження

Для формування і дослідження ОТС двигуна і ТЗ в різних умовах експлуатації необхідно розглядати можливості варіантів його забезпечення в процесі руху ТЗ. Для цього необхідно визначати енергетичні, паливо-економічні і екологічні показники двигуна і ТЗ.

У процесі дослідження з урахуванням прогріву в процесі руху, як у випадку використання окремих режимів руху ТЗ, так і в русі ТЗ на маршруті, доцільно враховувати особливості застосування основних методів, що базуються на системному підході і логічній організації вирішення проблеми теплової підготовки й управління тепловим станом двигуна і ТЗ.

У першому випадку описуються як окремі режими руху ТЗ, так і характерні режими руху в їздовому циклі. При цьому враховуються особливості роботи двигунів ТЗ в неусталених режимах у процесі руху, а також процес прогріву двигуна і ТЗ при сумісній роботі двигуна і трансмісії ТЗ. Після перевірки достовірності результатів за вимогами споживача, за вимогами виробника і за експериментальними даними можливо проводити визначення паливної економічності та екологічних показників двигуна і ТЗ з урахуванням прогріву в процесі руху в умовах їздових циклів.

У другому випадку описуються відповідні показники в процесі руху на маршруті, де поряд з моделюванням окремих режимів руху ТЗ моделюються маршрутні умови, які дозволяють враховувати дорожні, транспортні умови та умови керування ДВЗ та трансмісією ТЗ. Після виконання перевірки достовірності результатів за вимогами споживача, за вимогами виробника і за експериментальними даними можливо проводити визначення паливної економічності та екологічних показників двигуна і ТЗ з урахуванням прогріву в процесі і в умовах руху на маршруті.

На кожному етапі визначення і оцінювання паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху проводиться перевірка достовірності результатів шляхом порівняння з експериментальними та статистичними даними, діючими нормами. Наприкінці алгоритму проводиться загальна економічна оцінка досліджуваних варіантів і формується загальний висновок щодо забезпечення паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху у відповідних умовах експлуатації. Використання запропонованих методик визначення й оцінювання паливної економічності та екологічних показників ТЗ з урахуванням прогріву в процесі руху має свої особливості.

Для досягнення поставленої мети було розроблено методику і математичну модель щодо дослідження паливної економічності та екологічних показників ТЗ з урахуванням прогріву в процесі руху. В основу її були покладені відповідні залежності математичної моделі системи «двигун-нейтралізатор» [2, 14, 15].

Крім цього, в основу математичної моделі вирішення поставленої проблеми покладені методики дослідження основних експлуатаційних показників ТЗ в режимах їздового циклу ТЗ згідно Правил ЄЕК ООН № 83-05. Такий цикл використовується для оцінювання показників екологічної безпеки ТЗ, зокрема, викидів шкідливих речовин і паливної економічності легкових автомобілів та вантажних автомобілів малої вантажопідйомності. Цикл складається з чотирьох елементарних міських циклів протяжністю 4,052 км за час 780 с і максимальною швидкістю 50 км/год та магістрального циклу протяжністю 6,955 км за час 400 с і максимальною швидкістю 120 км/год (рис. 1) [16].

В основу використання математичної моделі системи в режимах їздового циклу ТЗ згідно Правил ЄЕК ООН № 83-05 у моделюванні руху автомобіля в циклі покладено визначення необхідного крутного моменту двигуна M_e і частоти обертання колінчастого валу $n_д$, які забезпечують відповідні швидкості V_a і прискорень j_a автомобіля.

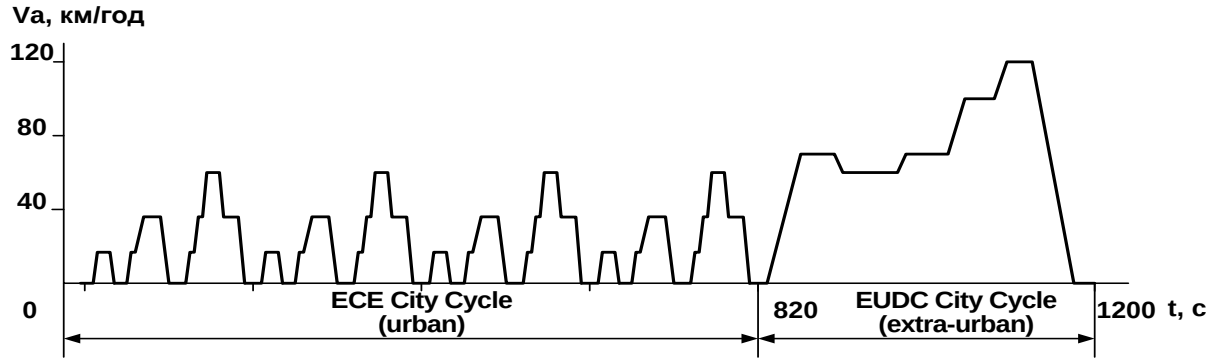


Рис. 1. Їздовий цикл згідно Правил ЄЕК ООН № 83-04

Необхідний крутний момент двигуна визначається із залежності [16], *Н·м*:

$$M_e = \frac{[M_a \cdot g \cdot \psi + M_a \cdot j_a \cdot (1,04 + 0,04 \cdot U_i^2) + C_x \cdot \rho_n \cdot F \cdot \frac{V_a^2}{2}] \cdot r_д}{U_i \cdot U_0 \cdot \eta_{тр}}, \quad (1)$$

де M_a – маса автомобіля з водієм, *кг*;

g – прискорення вільного падіння, *м/с*^{2};

ψ – коефіцієнт дорожнього опору;

j_a – прискорення автомобіля, *м/с*^{2};

U_i – передаточне число *i*-тої передачі КПП;

U_0 – передаточне число головної передачі;

C_x – коефіцієнт аеродинамічного опору;

ρ_n – густина повітря, *кг/м*^{3};

F – площа фронтального перерізу автомобіля, *м*^{2};

V_a – швидкість автомобіля, *м/с*;

$r_д$ – динамічний радіус колеса, *м*;

$\eta_{тр}$ – ККД трансмісії.

Частота обертання колінчастого валу, *хв*$^{-1}$:

$$n_д = \frac{30 \cdot U_i \cdot U_0 \cdot V_a}{\pi \cdot r_д} \quad (2)$$

На ділянках розгону циклу визначаються значення необхідного крутного моменту і частоти обертання колінчастого валу двигуна в початковий і кінцевий моменти ділянки для подібних умов в усталених режимах і вважалось, що зміна показників двигуна відбувається лінійно. При сповільненні із включеним зчепленням необхідний крутний момент не визначався і приймалось, що витрата палива відсутня. При сповільненні з виключеним зчепленням приймалось, що частота обертання колінчастого вала відповідає мінімальній частоті обертання холостого ходу.

Визначення ефективності роботи каталітичного нейтралізатора здійснювалось в залежності від коефіцієнту надлишку повітря і температури каталітичного блоку. Для математичного опису впливу температури каталітичного блоку на ефективність нейтралізації були використані експериментальні залежності ступеня перетворення основних шкідливих речовин у каталітичному нейтралізаторі від температури каталітичного блоку [17].

Розроблений алгоритм математичної моделі для дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху показаний на рис. 2.

На початку проведення розрахунків у блоках 1-3 проводиться ввід початкових даних для здійснення розрахунку.

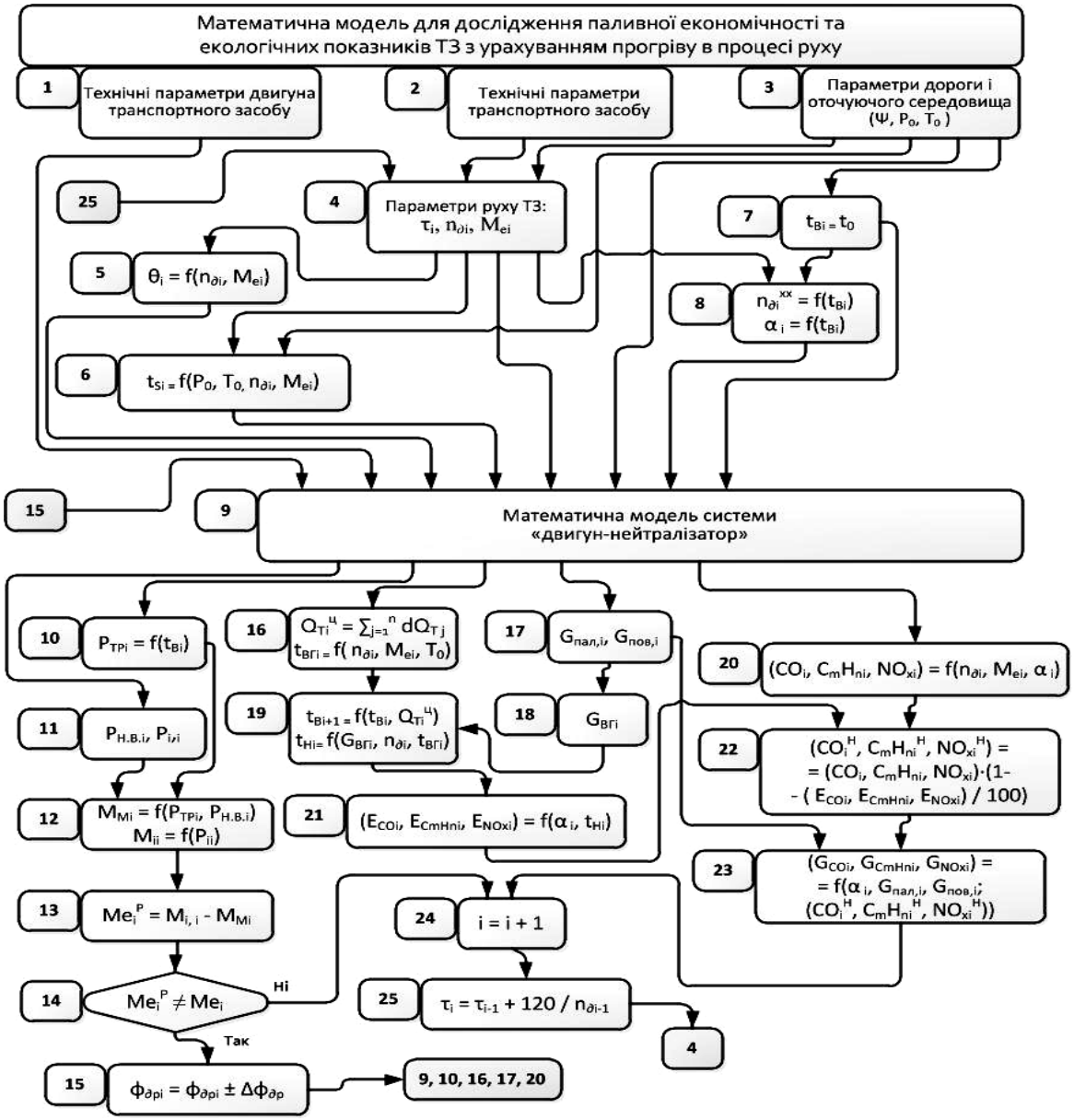


Рис. 2. Алгоритм дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху

У блоці 1 проводиться встановлення параметрів двигуна ТЗ. До них відносяться: маса автомобіля з водієм, *кг,* площа фронтального перерізу автомобіля, $м^2$, коефіцієнт аеродинамічного опору, динамічний радіус колеса, *м,* передаточні числа 1-5-ї передачі КПП, передаточне число головної передачі, ККД трансмісії ТЗ.

У блоці 2 проводиться встановлення технічних параметрів ТЗ. До них відносяться: діаметр циліндра, *d, м;* хід поршня, *s, м;* довжина шатуна, *l, м;* ступінь стиску, *ε;* число циліндрів, *i;* атмосферний тиск, p_0, *Па;* температура навколишнього середовища, T_0, *°C;* теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, l_0, *кг/кг;* фази газорозподілу, $\varphi_{в.о.}$, $\varphi_{вп.о.}$, $\varphi_{в.з.}$, $\varphi_{вп.з.}$, *град п.к.в.*; діаметр тарілки випускного / впускного клапану, $d_в$ / $d_{вп}$, *мм;* кількість впускних / випускних клапанів, $i_в$ / $i_{вп}$, *шт.;* нижча теплота згорання палива, H_u, *Дж / кг;* діаметр корінної / шатунної шийки, d_1 / d_{12}, *мм;* діаметр поршневого пальця, d_{23}, *мм;* кількість компресійних та маслознімних кілець, $i_к$.

У блоці 3 проводиться становлення параметрів дороги і оточуючого середовища: коефіцієнту дорожнього опору, ψ; атмосферного тиску, p_0, *Па*; температури навколишнього середовища, T_0, *К.*

У блоках 4–8 алгоритму проводиться підготовка необхідних вихідних даних для роботи математичної моделі «двигун-нейтралізатор». Так, у блоці 4 відбувається визначення параметрів режиму роботи двигуна ТЗ в поточний момент часу: τ_i – поточне значення часу з моменту пуску двигуна ТЗ, с; $n_{\partial i}$ – поточне значення частоти обертання колінчастого валу двигуна, хв$^{-1}$; M_{ei} – поточне значення ефективного крутного моменту двигуна, Н·м.

У блоці 5 – визначення кута випередження запалювання θ_i, *град п.к.в.,* як функція $\theta_i = f(n_{\partial i}, M_{ei})$. У блоці 6 проводиться визначення температури у впускному трубопроводі двигуна $t_{Si} = f(P_0, T_0, n_{\partial i}, M_{ei})$, К. У блоці 7 встановлюються початкові значення температури охолоджуючої рідини, $t_{Bi} = t_0$.

У блоці 8 відбувається визначення поточних значень частоти обертання колінчастого валу двигуна $n_{\partial i}^{xx}$ в режимі холостого ходу і коефіцієнта надлишку повітря, як функцію від t_{Bi}, $n_{\partial i}^{xx} = f(t_{Bi})$, $\alpha_i = f(t_{Bi})$.

Усі підготовлені вихідні (початкові дані) поступають у блок 9, де проводяться розрахунки на математичній моделі системи «двигун-нейтралізатор».

Робота системи «двигун-нейтралізатор» проводиться після виділення в ній основних процесів системи, які об'єднані в одну функціональну схему. Функціональна схема системи «двигун-нейтралізатор» зображена на рис. 3. У системі відбувається два основних процеси: перетворення в ДВЗ хімічної енергії палива E_x у теплову E_T, а потім у механічну $E_м$ (рівень А) і знешкодження шкідливих компонентів ВГ у нейтралізаторі (рівень С). Управління процесами системи відбувається за допомогою зворотних зв'язків (рівні В і D).

Функціонування системи відбувається наступним чином. Входом системи на рівні А є паливо $G_{пал}$, повітря $G_{пов}$, які надходять із навколишнього середовища, що характеризується тиском p_0 і температурою T_0, та рециркульовані ВГ $G_{ВГ}$, кількістю яких керує зворотний зв'язок (рівень В).

Ці речовини, а також інформаційні дані про частоту обертання колінчастого вала $n_д$, кут відкриття дросельної заслінки $\varphi_{др}$ і ступінь рециркуляції ВГ $R_{ВГ}$ передаються в процес рівня А. При протіканні процесу частина теплової енергії віддається в навколишнє середовище в результаті теплообміну і тертя в ДВЗ. Виходом процесу рівня А є механічна енергія E_M, невикористана теплова енергія E_T і ВГ $G_{ВГ}$, а також інформація про частоту обертання $n_д$, кут відкриття дросельної заслінки $\varphi_{др}$, вміст кисню O_2 у ВГ і сигнал від ДД. Механічна енергія E_M є корисним виходом і надходить до споживача. Невикористана теплова енергія E_T і ВГ $G_{ВГ}$ надходять у наступний процес системи і частково знову вертається на вхід попереднього процесу (рівень А). Метою зворотного зв'язку є забезпечення максимальної ефективності системи в даних умовах роботи. З цією метою аналізуються вміст кисню O_2 у ВГ, частота обертання, кут відкриття дросельної заслінки і сигнал від ДД. За результатами аналізу визначаються оптимальний коефіцієнт надміру повітря α, кут випередження запалювання θ і ступінь рециркуляції ВГ $R_{ВГ}$. Управління цими параметрами процесу відбувається через тривалість управляючого імпульсу на електро-

магніті паливної форсунки $t_{впр}$, ступінь відкриття клапана рециркуляції ВГ $f_{ВГ}$ і моменту припинення подачі первинної напруги на котушку запалювання.

Входом процесу рівня С є теплова енергія E_T і ВГ $G_{ВГ}$. У результаті протікання процесу токсичні компоненти ВГ CO, C_mH_n і NO_x перетворюються в нетоксичні вуглекислий газ CO_2 і воду H_2O з використанням теплової енергії ВГ, частина якої віддається в навколишнє середовище. Виходом рівня С є очищені ВГ і залишкова теплова енергія, які потрапляють в навколишнє середовище. На рівні D зворотний зв'язок здійснює корекцію складу паливоповітряної суміші, аналізуючи вміст кисню в очищених ВГ, для забезпечення максимальної ефективності нейтралізації.

Модель системи «двигун-нейтралізатор» будується виходячи із функціональної структури системи «двигун-нейтралізатор» (рис. 3), на основі якої складено укрупнену структуру математичної моделі (рис. 4).

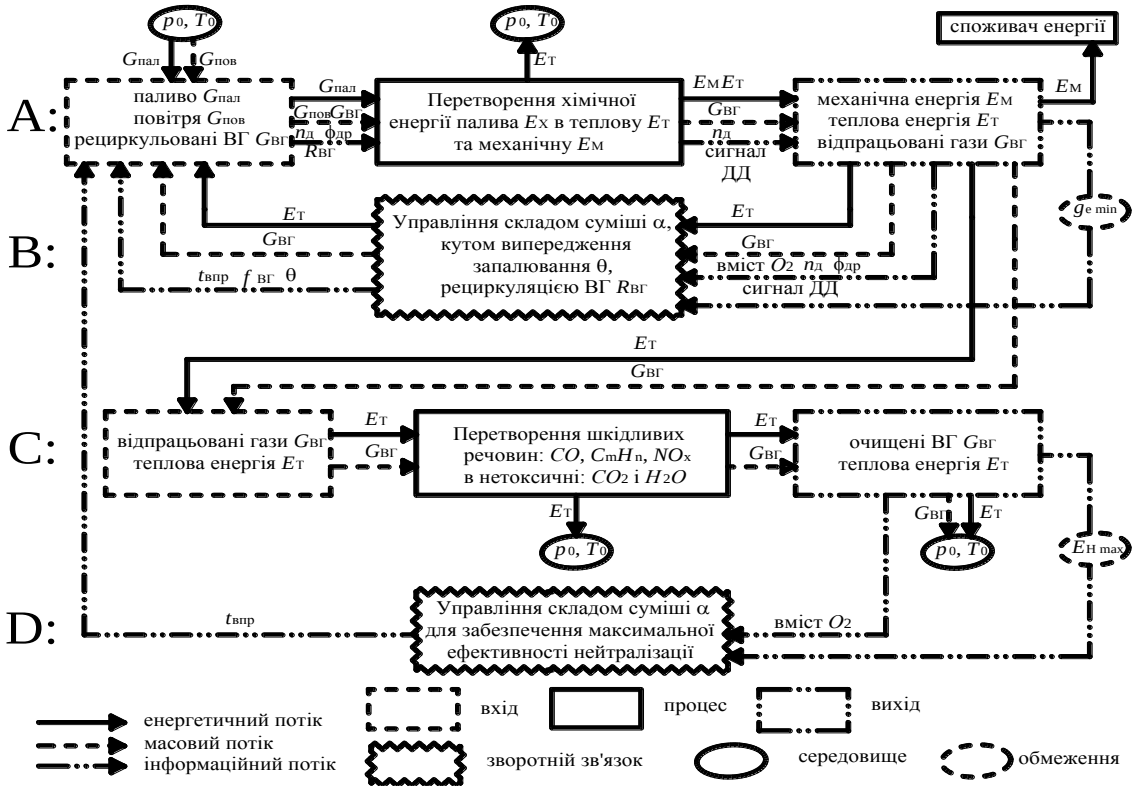


Рис. 3. Функціональна схема системи «двигун-нейтралізатор»

p_o, T_o – тиск і температура навколишнього середовища;
$n_д$ – частота обертання колінчастого вала двигуна;
$\varphi_{др}$ – ступінь відкриття дросельної заслінки; $t_{впр}$ – тривалість впорскування;
$f_{ВГ}$ – прохідний переріз клапана рециркуляції; ДД – датчик детонації.

Для дослідження робочих процесів ДВЗ використана методика, запропонована професором М.М. Глаголєвим і допрацьована в наукових працях В.Г. Дяченка, М.К. Шокотова. На основі цієї методики розроблена розрахункова схема робочих процесів двигуна з нейтралізацією і рециркуляцією ВГ (рис. 5).

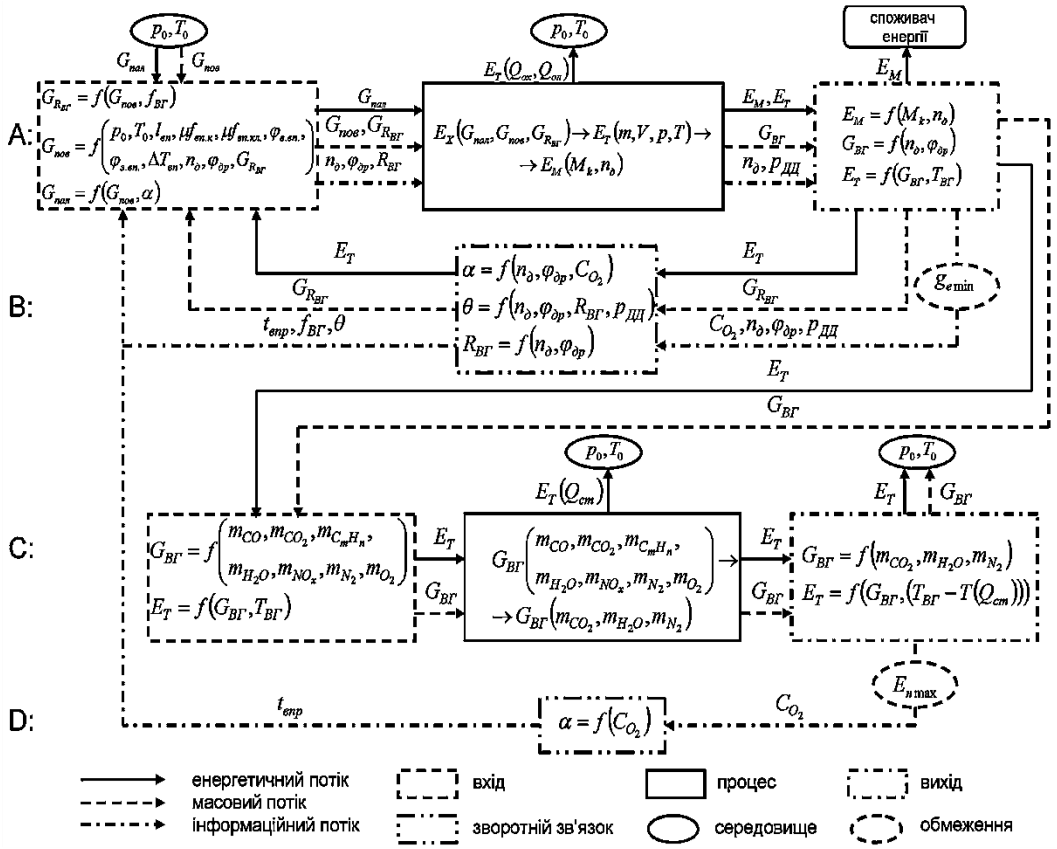


Рис. 4. Укрупнена структура моделі системи «двигун–нейтралізатор»

В основу моделювання процесу рівня А покладено рівняння об’ємного балансу та рівняння адіабати в диференціальній формі:

$$dV = dV_{\Pi} - dV_S + dV_{\text{в}} - dV_{Q_T} + dV_{Q_X} + dV_{\text{м}}, \tag{5.6}$$

$$dp = -\frac{k \cdot p}{V} \cdot dV, \tag{5.7}$$

де $dV_{П}$, dV_S, dV_B, dV_M, dV_{Qx}, $dV_{Qт}$ – елементарні зміни об’єму, обумовлені відповідно переміщенням поршня, поступанням свіжого заряду, виходом робочого тіла в випускний трубопровід, зміною кількості речовини і температури в хімічних реакціях, тепловідводом, $м^3$;

k – показник адіабати;

p – тиск робочого тіла, $Па$;

V – об’єм робочого тіла, $м^3$;

dV – елементарна зміна об’єму робочого тіла, $м^3$.

Використовуючи рівняння об’ємного балансу і адіабати, розраховують параметри стану робочого тіла в циліндрі: масу M, об’єм V, тиск p і температуру T по куту повороту кривошипа. Теплота, виділена при хімічних реакціях dQ_X і внаслідок теплообміну, враховується відповідною зміною об’єму.

Зв’язок з навколишнім середовищем процесу рівня А складається з кількості теплоти, переданої від робочого тіла внаслідок теплообміну, і енергії, витраченої на тертя деталей КШМ. Елементарна кількість теплоти, переданої від робочого тіла в навколишнє середовище внаслідок теплообміну dQ_T, враховується відповідною зміною об’єму. Для визначення втрат на тертя

використовується положення теорії машин і механізмів. З використанням цих положень розроблена методика розрахунку роботи тертя в кінематичних парах КШМ.

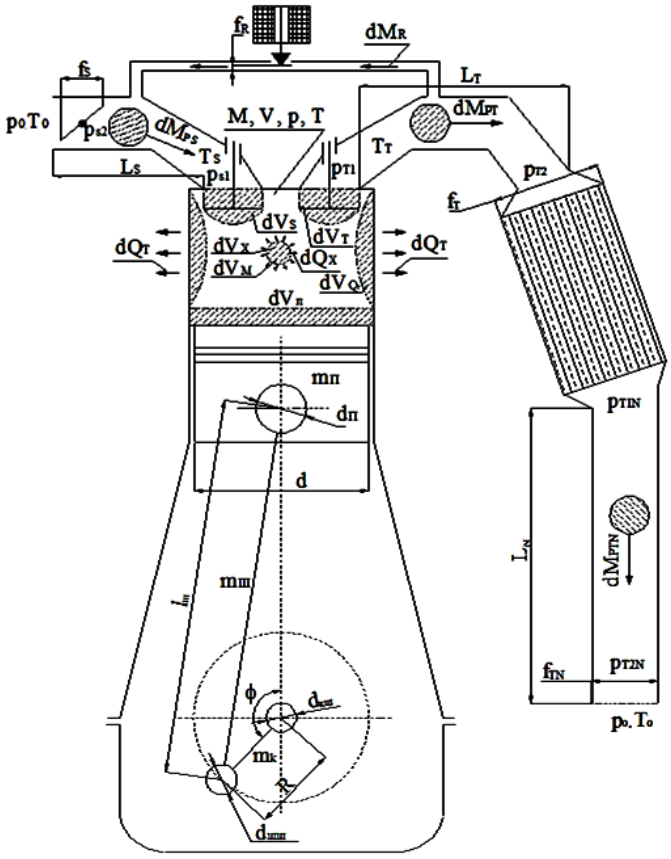


Рис. 5. Розрахункова схема робочих процесів системи «двигун-нейтралізатор»

Вхідними даними для розрахунку є геометричні розміри КШМ: діаметр циліндра d, довжина шатуна $l_ш$, радіус кривошипа R, діаметри поршневого пальця $d_п$, корінної $d_{кш}$ і шатунної шийок $d_{шш}$ колінчастого вала; маси поршневого комплекту $m_п$, шатуна $m_ш$ і кривошипа $m_к$. Першим етапом є визначення кінематичних параметрів КШМ, потім виконується силовий аналіз механізму і визначаються реакції в кінематичних парах, які залежать у першу чергу від тиску в циліндрі p. На основі цих даних визначаються елементарні роботи тертя в кожному розрахунковому інтервалі за кутом повороту кривошипа. Сума всіх елементарних робіт тертя в усіх кінематичних парах КШМ за цикл є основною складовою механічних витрат.

Метод математичного описання робочого процесу ДВЗ (рівень А) з використанням рівняння об'ємного балансу застосовується і для розрахунку процесів у впускному і випускному колекторах (вхід і вихід рівня А), при цьому враховуються протікаючі в них явища.

Вхід рівня А, зокрема кількість свіжого заряду, що потрапляє у циліндр у процесі впуску, залежить від тиску перед впускним клапаном p_{S1} і температури у впускному T_S колекторі, закону руху впускного клапану. Вихід рівня А і вхід рівня С, зокрема кількість ВГ, що виходять з циліндра в процесі випуску, залежить від тиску за випускним клапаном p_{T1} і температури у випускному T_T колекторі, закону руху випускного клапана.

При моделюванні входу і виходу рівня А, зокрема процесів у впускній і випускній системах, визначаються елементарні зміни об'єму газу в колекторі, пропорційні елементарним змінам маси газу, який надходить у нього з циліндра або з навколишнього середовища dM_{pS}, рухається з одного кінця колектора в інший, виходить з нього в навколишнє середовище dM_{pT}, dM_{pTN} або в циліндр і переміщується з випускного колектора у впускний внаслідок рециркуляції ВГ dM_R. З врахуванням довжини колекторів L_S, L_T, L_N, прохідних перерізів дросельної заслінки f_S,

каталітичного нейтралізатора f_T розраховується тиск газу в кінцевих точках впускного p_{S1}, p_{S2} і випускного p_{T1}, p_{T2}, p_{T1N}, p_{T2N} колекторів.

За допомогою зворотного зв'язку (рівень В) управляється склад суміші α, кут випередження запалювання θ і ступінь рециркуляції ВГ $R_{ВГ}$. Склад суміші в основних режимах роботи двигуна постійний. Кут випередження запалювання залежить від режиму роботи і ступеня рециркуляції ВГ. Ступінь рециркуляції ВГ залежить від перепаду тисків у впускному колекторі після дросельної заслінки p_{S2} і у випускному колекторі за випускним клапаном p_{T1}.

Показники процесів рівня С, що протікають в нейтралізаторі залежать від концентрацій ШР на виході з двигуна і ефективності нейтралізації цих речовин.

За допомогою даної моделі можна визначити параметри і склад робочого тіла в циліндрі по куту повороту кривошипа, що дозволяє розрахувати показники робочого процесу циліндра, а також вплив зміни складу і параметрів робочого тіла, процесів, що протікають у системах впуску і випуску, на показники робочих процесів ДВЗ і нейтралізатора. Визначення показників робочих процесів ДВЗ і нейтралізатора дає можливість отримати розрахункові залежності індикаторних, ефективних і екологічних показників двигуна. На виході з моделі системи «двигун-нейтралізатор» весь подальший розрахунок проводиться в 3-х паралельних напрямках, у яких послідовно виконуються операції щодо визначення груп основних енергетичних, паливо-економічних і екологічних показників двигуна і ТЗ.

У блоці 10 (рис. 2) проводиться визначення середнього тиску втрат на тертя в транспортному двигуні, $P_{TPi} = f(t_{Bi})$, Па. У блоці 11 проводиться визначення середнього тиску насосних втрат $P_{H.B.i}$, Па, і середнього індикаторного тиску циклу $P_{i,i}$, Па, двигуна ТЗ. У блоці 12 здійснюється визначення моменту механічних втрат $M_{Mi} = f(P_{TPi}, P_{H.B.i})$, Н·м, і індикаторного крутного моменту $M_{ii} = f(P_{ii})$, Н·м, двигуна ТЗ. У блоці 13 проводиться визначення розрахункового ефективного крутного моменту: $Me_i^P = M_{i,\,i} - M_{Mi}$, Н·м.

У блоці 14 проводиться перевірка умови відповідності значень розрахункового Me_i^P і необхідного ефективного крутного моменту Me_i двигуна ТЗ. Якщо виконується умова перевірки щодо $Me_i^P \neq Me_i$, то подальший розрахунок відбувається в блоці 15, де проводиться визначення скоректованого значення кута відкриття дросельної заслінки $\varphi_{дp}$ з урахуванням величини корекції кута відкриття дросельної заслінки $\Delta\varphi_{дp}$ (град), а саме: $\varphi_{дpi} = \varphi_{дpi} \pm \Delta\varphi_{дp}$. Якщо умова $Me_i^P \neq Me_i$ не виконується, то подальший розрахунок проводиться в блоці 24.

У блоці 16 відбувається визначення кількості теплоти, що відводиться від робочого тіла в циліндрі в систему охолодження (СОД) за один робочий цикл Q_T^u з урахуванням кількості теплоти, що відводиться від робочого тіла в циліндрі в систему охолодження за j-тий розрахунковий проміжок робочого циклу $dQ_{T\,j}$: $Q_{Ti}^u = \sum_{j=1}^{n} dQ_{T\,j}$, Дж, і температури ВГ у випускному колекторі $t_{ВГi} = f(n_{\partial i}, M_{ei}, T_0)$, К. При використанні комплексної системи комбінованого прогріву (КСКП) [1, 3] з тепловими акумуляторами (ТА) фазового переходу – у блоці 16 додатково відбувається коректування кількості теплоти, що відводиться від робочого тіла в циліндрі в систему охолодження на величину додаткового прогріву ОР від елементів КСКП в процесах передпускової і післяпускової теплової підготовки ДВЗ і ТЗ. При цьому враховується теплота (3), що накопичена в ТА фазового переходу елементів КСКП [3, 10]:

$$Q_{AKK} = m_T \cdot \int_{T_1}^{T_\phi} C_{TB}(T)\,dT + m_T \cdot r_T + m_T \cdot \int_{T_\phi}^{T_2} C_p(T)\,dT = Q_{зар} \qquad (3)$$

де m_T – маса ТАМ, що зазнає фазовий перехід плавлення-кристалізація, кг;

$C_{тв}(T)$, $C_p(T)$ – питомі масові теплоємності ТАМ залежно від його температури, відповідно в твердій і рідкій фазах, Дж/(кг·К);

$r_т$ – питома теплова енергія фазового переходу плавлення-кристалізація, Дж / кг;
T, T_2, $T_ф$ – температури ТАМ відповідно початкова, кінцева і фазового переходу, К.

У блоці 17 здійснюється визначення годинної витрати палива $G_{пал.i}$, кг / год, і годинної витрати повітря $G_{пов.i}$, кг / год, двигуном ТЗ. Після цього, у блоці 18, проводиться визначення годинного виходу ВГ, $G_{ВГi}$, кг / год. Визначення температури охолоджувальної рідини $t_{Bi+1} = f(t_{Bi}, Q_{Ti}^{u})$, К, і температури каталітичного блоку нейтралізатора $t_{Hi} = f(G_{ВГi}, n_{∂i}, t_{ВГi})$, К, проводиться в блоці 19.

Екологічні показники двигуна і ТЗ визначаються в блоках 20 – 23. У блоці 20 визначаються концентрації CO (%), C_mH_n (млн$^{-1}$), NO_x (млн$^{-1}$) до каталітичного нейтралізатора: $(CO_i, C_mH_{ni}, NO_{xi}) = f(n_{∂i}, M_{ei}, \alpha_i)$, у блоці 21 – визначаються ефективності нейтралізації CO, C_mH_n, NO_x, %, а саме: $(E_{COi}, E_{CmHni}, E_{NOxi}) = f(\alpha_i, t_{Hi})$, а в блоці 22 – визначаються концентрації CO (%), C_mH_n (млн$^{-1}$), NO_x (млн$^{-1}$) після каталітичного нейтралізатора, а саме: $(CO_i^H, C_mH_{ni}^H, NO_{xi}^H) = (CO_i, C_mH_{ni}, NO_{xi})\cdot(1–(E_{COi}, E_{CmHni}, E_{NOxi}) / 100)$. Крім цього, у блоці 23 проводиться визначення масових викидів CO, C_mH_n, NO_x, (кг/год), саме: $(G_{COi}, G_{CmHni}, G_{NOxi}) = f(\alpha_i, G_{пал.i}, G_{пов.i}; (CO_i^H, C_mH_{ni}^H, NO_{xi}^H))$.

Після визначення основних енергетичних, паливо-економічних і екологічних показників двигуна і ТЗ в блоці 24 здійснюється зміна порядкового номера циклу розрахунку на наступний, i, $i = i + 1$, а в блоці 25 – поточного часу з моменту пуску двигуна ТЗ: $\tau_i = \tau_{i-1} + 120 / n_{∂i-1}$.

Висновки

Розроблена загальна методика і математична модель для дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху. У межах розробленої математичної моделі показана системна взаємодія складових при визначенні основних енергетичних, паливо-економічних і екологічних показників двигуна і транспортного засобу. Застосування розробленої методики і математичної моделі дозволяє визначити показники паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху як в умовах їздових циклів, так і в процесі руху на маршруті.

Список літератури

1. Грицук И.В. Системное формирование и анализ структуры комплексных систем комбинированного прогрева двигателей строительных и дорожных машин / І.В. Грицук // Енергоощадні машини і технології. Тези доповіді Міжнародної науково-технічної конференції (28-30 травня 2013р.) – К.: КНУБА, 2013. – с. 87-88.

2. Матейчик В.П. Дослідження впливу регулювальних параметрів на паливну економічність і екологічні показники бензинового двигуна з системою нейтралізації відпрацьованих газів / В.П. Матейчик, М.П. Цюман // Наукові нотатки. – Луцьк: ЛНТУ, 2010. - № 28. – С. 331-335.

3. Грицук І.В. Системний підхід до проектування і дослідження комплексних систем комбінованого прогріву ДВЗ / І.В. Грицук // Збірн. наук. праць ДонІЗТ УкраДАЗТ. – Донецьк: ДонІЗТ, 2012 – Випуск №30. с. 106-117.

4. Методи системного аналізу властивостей автомобільної техніки: навч. посіб. / М.Ф. Дмитриченко, В.П. Матейчик, О.К. Грищук, М.П. Цюман. – К.: НТУ, 2014. – 168.

5. Вашуркин И.О. Тепловая подготовка и пуск ДВС мобильных транспортных и строительных машин зимой / И.О. Вашуркин. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2001.–148 с.

6. Матейчик В.П. Методи оцінки показників енергоустановок на різних етапах їх вибору для ДТЗ / В.П. Матейчик // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів: зб. наук. пр., 2002. – Вип. 14. – С. 73–76.

7. Матейчик В.П. Системний підхід до аналізу структурних схем енергоустановок транспортних засобів / В.П. Матейчик // Вісник НТУ“ХПІ” №7 (т.2). – 2002. – С.162–167.

8. Сафиуллин Р.Н. Теоретические основы комплексной оптимизации основных величин и параметров ДВС АТС при применении топлив различного качества ДВС / Р.Н. Сафиуллин // Журнал «Вестник гражданских инженеров» № 4 (45), 2014. - с. 104-111.

9. Александров В.Д. Кинетика зародышеобразования и массовой кристаллизации переохлажденных жидкостей и аморфных сред: монография / В.Д. Александров. – Донецк: Донбасс, 2011.– 580 с.

10. Александров В.Д. Теплові акумулятори фазового переходу для транспортних засобів: параметри робочих процесів / В.Д. Александров, Ю.Ф. Гутаревич, І.В. Грицук, Ю.В. Прилепський, В.А. Постніков, А.М. Гущин, Д.С. Адров, В.С. Вербовський, З.І. Краснокутська // Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (Донецьке відділення), 2014.– 230 с.

11. Сергієнко М.І. Середньоексплуатаційна витрата палива тепловозними двигунами та її оцінка / М.І. Сергієнко, С.А. Ерощенков, А.А. Каграманян // Залізничний транспорт України. – 2008. - №2. – С. 9-10.

12. Шульгин В.В. Тепловые аккумуляторы автотранспортных средств / В.В. Шульгин. – СПб.: Издательство Политехн. ун-та, 2005. - 268 с.

13. Schatz D. Latentwarmespeicher fur Kaltstartverbesserung von Kraftfahrzeugen / D. Schatz // Brennst.- Warme-Kraft.– 1991. – №6. - P. 333-340.

14. Цюман М.П. Методика визначення механічних втрат поршневого двигуна / М.П. Цюман, О.С. Голубов // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2012. – Вип. 57. – С.100-107.

15. Матейчик В.П. Особливості визначення складових механічних втрат двигуна внутрішнього згоряння / В.П. Матейчик, М.П. Цюман // Вісник Національного транспортного університету. – Київ, НТУ. –2006. – №13, ч.1. – С.51-55.

16. ДСТУ UN/ECE R 83-05:2009. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження колісних транспортних засобів стосовно викидів забруднювальних речовин залежно від палива, необхідного для двигунів.

17. Луканин В.Н. Промышленно-транспортная экология: Учеб. для вузов / Луканин В.Н., Трофименко Ю.В., под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 2001. – 273с.

Матейчик В.П., Цюман Н.П., Волков В.П., Грицук И.В. Особенности модели для исследования топливной экономичности и экологических показателей транспортных средств с учетом прогрева в процессе движения

Аннотация. *В статье изложены результаты формирования математической модели для исследования топливной экономичности и экологических показателей транспортного средства с учетом прогрева в процессе движения. В рамках разработанной математической модели представлено взаимодействие составляющих при определении основных энергетических, топливно-экономических и экологических показателей двигателя и транспортного средства*

Ключевые слова: *транспортное средство, двигатель, прогрев, процесс движения, топливная экономичность, экологические показатели*

Mateichyk V.P., Tsiuman M.P., Volkov V.P., Gritsuk I.V. Features of the model for the study of fuel efficiency and environmental performance of vehicles, taking into account warm-up in motion

Abstract. *The article presents the results of formation of mathematical models for the study of fuel efficiency and environmental performance of the vehicle, taking into account warm-up while driving. Within the framework of the developed mathematical model is represented by the interaction of the components in the determination of primary energy, fuel, economic and environmental performance of the engine and the vehicle*

Keywords: *vehicle, engine warming up, the process of movement, fuel efficiency, environmental performance*

Стаття надійшла до редакції 12.10.2014 р.

УДК 629.113

КОСЕНКО Е.Е., к.т.н., доцент; КОСЕНКО В.В., к.т.н., доцент;
ЧЕРПАКОВ А.В., к.т.н., доцент; ЕГОРОЧКИН А.О., инженер
Ростовский государственный строительный университет

ПРИМЕНЕНИЕ СТАТИСТИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ДЛЯ ОЦЕНКИ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ СТАНЦИИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОСМОТРА АВТОМОБИЛЕЙ

Проведена оценка временных промежутков поступления автомобилей на станцию технического осмотра автомобилей. Результаты полученных исследований обработаны на соответствие трехпараметрическому закону распределения Вейбулла. Приведена методика определения параметров рассматриваемого закона при использовании полученных выборочных значений временных промежутков.
Ключевые слова: *выборка, закон распределения, совокупность конечного объема.*

Постановка проблемы

Необходимость в увеличении количества станций технического осмотра связана с постоянным ростом парка машин. Для определения необходимого количества станций можно воспользоваться соотношением: 1 станция на 1 тыс. автомобилей. Для выполнения такого условия требуется разработка целого комплекса мероприятий, связанных с поддержанием такого сегмента рынка. Однако более простым путем увеличения парка обслуживаемых автомобилей является увеличение пропускной способности станции технического обслуживания.

Пункт технического осмотра, имеющий в своем распоряжении универсальную диагностическую линию, которая состоит из трех постов, был использован в качестве места проведения экспериментальных исследований.

В качестве эксперимента в представленной работе предлагается оценить пропускную способность станции технического обслуживания автомобилей, расположенную в г. Ростов-на-Дону. Работа проводится с целью определения необходимого и минимального времени на проведение диагностических операций при определении технического состояния автомобилей. При проведении исследований выбраны автомобили различных категорий.

Определение промежутков времени, отделяющих различные операции, проводилось в несколько этапов. На первом этапе проводимые операции делились на отдельные части для представления в последующем в качестве элемента графика. При проведении замеров промежутков времени выбирались следующие промежутки: начало движения автомобиля при заезде на станцию; окончание движения автомобиля после заезда на первый пост; начало движения автомобиля при его перемещении с первого поста на второй; окончание движения автомобиля после заезда на второй пост; начало движения автомобиля при его перемещении до каждого последующего поста; окончание движения автомобиля после заезда на n-ый пост; начало движения автомобиля при съезде с линии; окончание движения автомобиля при его постановке на стоянку.

Цель статьи

Рассматриваемый пункт технического осмотра автомобилей укомплектован несколькими линиями диагностического обследования. При определении промежутков времени движения автомобилей по станции технического обслуживания получены выборочные значения. Результаты полученных значений предлагается оценить с применением математического метода, особенностью которого является использование аналитического перехода от выборочных парамет-

ров к параметрам распределения трехпараметрического закона Вейбулла для совокупности конечного объема в области минимальных значений времени проведения диагностических операций.

Основной раздел

Предлагаемый аналитический метод для оценки результатов исследований

– позволяет определять параметры распределения трехпараметрического закона Вейбулла для совокупности по выборочным параметрам распределения (как при b>2, так и при b<2, в отличие от метода Dubey);

– использует закон Вейбулла с тремя параметрами для распределения выборочных сдвигов [1, 7].

В основе предлагаемого аналитического метода лежит условие равенства сдвига выборочного распределения и математического ожидания распределения крайних членов выборок или с допустимой погрешностью сдвигов выборочных распределений μ=c.

Допустим, что выборочные данные распределены по закону Вейбулла с тремя параметрами:

$$F(x) = 1 - e^{-\left(\frac{x-c}{a}\right)^b} \tag{1}$$

Если $x_1, x_2, \ldots, x_n$ – минимальные члены выборки, а

$$\xi_n = \min\left(x_1, x_2, \ldots, x_n\right) \tag{2}$$

Закон распределения минимальных членов выборок или, приближенно, сдвигов выборочных распределений согласно теории крайних членов выборок имеет вид [2]:

$$F(x) = P(\xi_n \langle x) = 1 - [1 - F(x)]^n, \tag{3}$$

где n – количество выборок объема m каждая.

Если подставим в (3) функцию (1), то функция распределения минимальных членов или, приближенно, сдвигов выборочных распределений будет иметь вид:

$$F(x) = 1 - e^{-n\left(\frac{x-c}{a}\right)^b} \tag{4}$$

Плотность распределения минимальных членов следующая:

$$f(x) = n \cdot \left(\frac{b}{a}\right) \cdot \left(\frac{x-c}{a}\right)^{b-1} \cdot e^{-n \cdot \left(\frac{x-c}{a}\right)^b} \tag{5}$$

Приняв условие, что математическое ожидание распределения (5) μ совпадает с параметром сдвига "c" выборочного распределения, найдем числовые характеристики распределения.

Дисперсию распределения сдвигов c_i найдем по формуле:

$$D(x) = \int_{-\infty}^{\infty} (x-\mu)^2 f(x)dx;$$

$$D(x) = \int_{c}^{\infty} (x-c)^2 n\frac{b}{a}\left(\frac{x-c}{a}\right)^{b-1} e^{-n\left(\frac{x-c}{a}\right)^b} dx$$

В интеграле сделаем замену переменных

$$n\left(\frac{x-c}{a}\right)^b = t;$$

$$x = c \Rightarrow t = 0 \quad ;$$

$$n\frac{b}{a}\left(\frac{x-c}{a}\right)^{b-1} dx = dt;$$

$$x - c = \frac{t^{\frac{1}{b}}}{n^{\frac{1}{b}}} \cdot a \Bigg| = \int_0^{\infty} \left(\frac{t^{\frac{1}{b}}}{n^{\frac{1}{b}}} \cdot a\right)^2 \cdot e^{-t} dt = \frac{a^2}{n^{\frac{2}{b}}} \int_0^{\infty} t^{\frac{2}{b}} \cdot e^{-t} dt = \frac{a^2}{n^{\frac{2}{b}}} \cdot \Gamma\left(1+\frac{2}{b}\right)$$

Так как $$\int_0^{\infty} t^{\frac{2}{b}} e^{-t} dt = \Gamma\left(1+\frac{2}{b}\right),$$

то

$$D(x) = \frac{a^2}{n^{\frac{2}{b}}} \Gamma\left(1+\frac{2}{b}\right)$$

Среднее квадратическое отклонение распределения сдвигов c_i найдем по формуле:

$$S = \sqrt{D(x)} = \sqrt{\frac{a^2}{n^{\frac{2}{b}}} \Gamma\left(1+\frac{2}{b}\right)} = \frac{a}{n^{\frac{1}{b}}} \sqrt{\Gamma\left(1+\frac{2}{b}\right)},$$

$$S = \frac{a}{n^{\frac{1}{b}}} \sqrt{\Gamma\left(1+\frac{2}{b}\right)} \qquad (6)$$

Найдем коэффициент асимметрии

$$\rho_B = \frac{\mu_3}{S^3}; \tag{7}$$

$$\mu_3 = \int_{-\infty}^{\infty} (x-\mu)^3 \cdot f(x)dx, \tag{8}$$

т. к. $$\mu = c,\ f(x) = n \cdot \frac{b}{a}\left(\frac{x-c}{a}\right)^{b-1} \cdot e^{-n\cdot\left(\frac{x-c}{a}\right)^b}, \tag{9}$$

получим

$$\mu_3 = \int_{c}^{\infty} (x-c)^3 \cdot n \cdot \frac{b}{a}\left(\frac{x-c}{a}\right)^{b-1} \cdot e^{-n\left(\frac{x-c}{a}\right)^b} dx =$$

$$= \left| \begin{array}{c} n\left(\frac{x-c}{a}\right)^b = t \\ \frac{nb}{a}\left(\frac{x-c}{a}\right)^{b-1} dx = dt \Rightarrow x-c = \frac{t^b a}{n^{\frac{1}{b}}} \end{array} \right| = \int_0^{\infty} \frac{a^3}{n^{\frac{3}{b}}} \cdot t^{\frac{3}{b}} \cdot e^{-t} dt = \frac{a^3}{n^{\frac{3}{b}}} \int_0^{\infty} t^{\frac{3}{b}} \cdot e^{-t} dt,$$

$$\mu_3 = \frac{a^3}{n^{\frac{3}{b}}} \Gamma\left(1+\frac{3}{b}\right), \tag{10}$$

где $\Gamma\left(1+\frac{3}{b}\right) = \int_0^{\infty} t^{\frac{3}{b}} \cdot e^{-t} dt$.

Так как $S(x) = \sqrt{D(x)} = \frac{a}{n^{\frac{1}{b}}} \cdot \sqrt{\Gamma\left(1+\frac{2}{b}\right)}$, то

$$\rho_в = \frac{a^3 \cdot \Gamma\left(1+\frac{3}{b}\right) \cdot n^{\frac{3}{b}}}{n^{\frac{3}{b}} a^3 \left(\sqrt{\Gamma\left(1+\frac{2}{b}\right)}\right)^3} = \frac{\Gamma\left(1+\frac{3}{b}\right)}{\left(\sqrt{\Gamma\left(1+\frac{2}{b}\right)}\right)^3}. \tag{11}$$

Плотность распределения сдвигов c_i имеет вид

$$f(x)=\frac{B}{A}\left(\frac{X-C}{A}\right)^{B-1} e^{-\left(\frac{X-C}{A}\right)^{B}} dx, X \geq C \cdot \tag{12}$$

Далее определяем коэффициент асимметрии и числовые характеристики:

$$\mu = AK_B + C, \tag{13}$$

$$\overline{D}(X)=\int_C^{\infty}(X-\mu)^2 \frac{B}{A}\left(\frac{X-C}{A}\right)^{B-1} e^{-\left(\frac{X-C}{A}\right)^{B}} dX =$$

$$=\left|\begin{array}{ll}\left(\frac{X-C}{A}\right)^{B}=t & X-\mu=X-AK_B-C= \\ \frac{B}{A}\left(\frac{X-C}{A}\right)^{B-1} dX=dt & =X-C-AK_B=At^{\frac{1}{B}}-AK_B\end{array}\right| =$$

$$=A^2\cdot\int_0^{\infty}\left(t^{\frac{1}{B}}-K_B\right)^2\cdot e^{-t}dt =$$

$$=A^2\left(\int_0^{\infty}t^{\frac{2}{B}}\cdot e^{-t}dt-2K_B\int_0^{\infty}t^{\frac{1}{B}}\cdot e^{-t}dt+K_B{}^2\int_0^{\infty}e^{-t}dt\right)=$$

$$=A^2\left(\Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right)-2K_B\Gamma\left(1+\frac{1}{B}\right)+K_B^2\cdot e^{-t}\Big|_0^{\infty}\right)=$$

$$=A^2\left(\Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right)-2K_B^2+K_B^2\right)=$$

$$=A^2\left(\Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right)-K_B^2\right)$$

$$\overline{S}(x)=\sqrt{\overline{D}(x)}=A\sqrt{\left(\Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right)-K_B^2\right)}\cdot \tag{14}$$

Определим центральный момент третьего порядка $\overline{\mu_3}$ выборочных сдвигов

$$\overline{\mu_3}=\int_{-\infty}^{\infty}(x-\mu)^3 f(x)dx=\int_C^{\infty}(x-\mu)^3\frac{B}{A}\left(\frac{X-C}{A}\right)^{B-1} e^{-\left(\frac{X-C}{A}\right)^{B}} dx =$$

$$=\left|\begin{array}{ll}\left(\frac{x-C}{A}\right)^{B}=t & x-\mu=x-AK_B-C= \\ \frac{B}{A}\left(\frac{x-C}{A}\right)^{B-1} dx=dt & =At^{\frac{1}{B}}-AK_B\end{array}\right| =$$

$$= A^3 \int_0^\infty \left(t^{\frac{1}{B}} - K_B \right)^3 e^{-t} dt = A^3 \left(\int_0^\infty t^{\frac{3}{B}} e^{-t} dt - 3K_B \int_0^\infty t^{\frac{2}{B}} e^{-t} dt + 3K_B^2 \int_0^\infty t^{\frac{1}{B}} e^{-t} dt - K_B^3 \int_0^\infty e^{-t} dt \right) =$$

$$= A^3 \left(\Gamma\left(1+\frac{3}{B}\right) - 3K_B \cdot \Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) + 3K_B^2 \cdot \Gamma\left(1+\frac{1}{B}\right) - K_B^3 \cdot e^{-t}\Big|_0^\infty \right) =$$

$$= A^3 \left(\Gamma\left(1+\frac{3}{B}\right) - 3K_B \Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) + 3K_B^3 - K_B^3) \right) =$$

$$= A^3 \left(\Gamma\left(1+\frac{3}{B}\right) - 3K_B \Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) + 2K_B^3 \right) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \overline{\mu_з} = A^3 \left(\Gamma\left(1+\frac{3}{B}\right) - 3K_B \Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) + 2K_B^3 \right). \tag{15}$$

Значит, коэффициент асимметрии имеет вид:

$$\rho_B = \frac{\overline{\mu_3}}{\overline{S^3}} = \frac{A^3 \left(\Gamma\left(1+\frac{3}{B}\right) - 3K_B \Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) + 2K_B^3 \right)}{A^3 \left(\sqrt{\Gamma(1+\frac{2}{B}) - K_B^2} \right)^3},$$

$$\rho_B = \frac{\Gamma\left(1+\frac{3}{B}\right) - 3K_B \Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) + 2K_B^3}{\left(\sqrt{\Gamma(1+\frac{2}{B}) - K_B^2} \right)^3} \tag{16}$$

Так как $\rho_в = \rho_B$, то коэффициент B найдем из уравнения:

$$\frac{\Gamma\left(1+\frac{3}{B}\right) - 3K_B \Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) + 2K_B^3}{\left(\sqrt{\left(\Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) - K_B^2 \right)} \right)^3} = \rho_в. \tag{17}$$

Подставим в (18) $K_B = \Gamma\left(1+\frac{1}{B}\right)$ и получим

$$\frac{\Gamma\left(1+\frac{3}{B}\right) - 3 \cdot \Gamma\left(1+\frac{1}{B}\right) \cdot \Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) + 2\Gamma\left(1+\frac{1}{B}\right)^3}{\left(\sqrt{\Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) - \Gamma\left(1+\frac{1}{B}\right)^2} \right)^3} = \rho_в. \tag{18}$$

По значению b по формуле (12) определяется значение ρ_b. Используя ГОСТ [4] по табл. 1, с. 7 для значения ρ_b определяем значение B как его первое приближение. Затем в формулу (19) подставляем значения ρ_b и первое приближение параметра формы B и находим окончательное значение B [5, 6].

По найденному параметру B в соответствии с [4]

$$K_B = \Gamma\left(1+\frac{1}{B}\right),$$

$$g_B = \sqrt{\Gamma\left(1+\frac{2}{B}\right) - K_B}^{\,2}.$$

Тогда по формуле

$$A = \frac{S}{g_B} \qquad (19)$$

находим параметр A распределения сдвигов c_i и параметр сдвига

$$C = \mu - A \cdot K_B. \qquad (20)$$

Выводы

Анализ проведенных расчетов показал предпочтительность применения данного метода для оценки промежутков времени движения автомобиля по станции технического осмотра.

Приведенная методика позволяет определить параметры распределения трехпараметрического закона Вейбулла для совокупности конечного объема (годовой временной фонд промежутков движения автомобиля по станции) по выборочным данным, что обеспечивает возможность прогнозирования загруженности станции технического осмотра.

Полученные результаты планируется использовать для дальнейших расчетов и разработки рекомендаций при определении возможности сокращения времени осмотра автомобилей.

Список литературы

1. Dubey S.D. Hyper efficient of the location parameter of the Weibull laws// Naval research Logistics Quarterly.-1966.-N3.-P.253.

2. Смирнов Н.В., Дунин-Барковский И.В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений. – М.: Наука, 1969. – 512 с.

3. Касьянов В.Е., Прянишникова Л.И., Прянишников А.В., Дудникова В.В. Определение параметра формы распределения Вейбулла для выборочных сдвигов с помощью коэффициента асимметрии // Тезисы докладов на IV Всероссийском симпозиуме по прикладной и промышленной математике. – Петрозаводск, 2003. – Вып. 3. – Т. 10. С. 663-664).

4. ГОСТ 11.007-75. Прикладная статистика. Правила определения оценок и доверительных границ для параметров распределения Вейбулла. – М.: Изд-во стандартов, 1975. – 30 с.

5. Касьянов В.Е., Прянишникова Л.И., Дудникова В.В., Прянишников В.В., Кузьменко А.В. Метод определения распределения совокупности конечного объема по выборке // Тезисы докладов на VI всероссийском симпозиуме по прикладной и промышленной математике. – Петрозаводск, 2004. – Вып. 2. – Т. 11. С. 238-239).

6. Крамер Г. Математические методы статистики. – М.: Мир, 1975. – 648 с.

7. Бурцева О.А., Нефедов В.В., Косенко Е.Е., Косенко В.В., Черпаков А.В. Моделирование напряженного состояния арматурных стержней, применяемых при производстве преднапряженных железобетонных конструкций// Инженерный вестник Дона. – 2011. – № 4.

Косенко Є.Є., Косенко В.В., Черпаков О.В., Єгорочкін О.О. Застосування статистичних методів для оцінки пропускної здатності станції технічного огляду автомобілів

Анотація. *Проведено оцінка часових проміжків надходження автомобілів на станцію технічного огляду автомобілів. Результати отриманих досліджень оброблено на відповідність трехпараметрическому закону розподілу Вейбулла. Наведено методику визначення параметрів розглянутого закону при використанні отриманих вибіркових значень часових проміжків.*

Ключові слова: *вибірка, закон розподілу, сукупність кінцевого об'єму*

Kosenko E.E., Kosenko V.V., Cherpakov A.V., Egorochkin A.O. The Application of statistical methods for the assessment of the capacity station of technical inspection of cars

Abstract. *The estimation of time intervals of the arrivals of cars to the station of technical inspection of cars. The results of the studies processed for compliance with the law of three-parameter Weibull distribution. Describes methods of determining the parameters of the law when using the obtained sample values of the time intervals.*

Keywords: *sampling, distribution law, the population of final volume*

Стаття надійшла до редакції 01.11.2014 р.

УДК 338.984 + 656.079

МУХИНА Л.В.
Ростовский государственный строительный университет

ПРИМЕНЕНИЕ КОНТРОЛЛИНГА НА АВТОТРАНСПОРТНОМ ПРЕДПРИЯТИИ

Рассмотрен вопрос о внедрении и применении контроллинга на автотранспортном предприятии. Указаны две составные части контроллинга. Перечислены виды управленческих решений в концепции внедрения контроллинга.
Ключевые слова: *контроллинг, автотранспортное предприятие, стратегический контроллинг, оперативный контроллинг, управленческие решения, конкуренция, планирование, система управления предприятием, оптимизация, трудовые ресурсы, финансовые ресурсы, экономический эффект.*

Постановка проблемы

Последнее десятилетие в России характеризуется значительными изменениями в социально-экономической среде. Функционируют предприятия различных форм собственности. Заметна устойчивая тенденция развития информатизации процессов управления. Актуальным становится учет временного фактора, группировка анализа товарных, материальных и финансовых потоков [2]. Необходимость всегда иметь четкую информацию о показателях предприятия в удобном для проведения анализа виде в условиях жесткой конкуренции и стала стимулом по внедрению контроллинга на предприятии.

На развитие и внедрение контроллинга на предприятиях оказал влияние мировой экономический кризис. Он привел к осознанию того, что успешное руководство предприятием связано с усилением внимания к внутрифирменному учету и планированию. Сама же деятельность предприятия должна быть направлена на завоевание и удержание предпочтительной доли рынка, на достижение превосходства над своими конкурентами.

Цель статьи

Дать оценку возможности развития и внедрения контроллинга на автотранспортном предприятии.

Основной раздел

Являясь концепцией системного управления, контроллинг организуется там, где управление находится в кризисном состоянии, либо там, где хозяйственная деятельность не удовлетворяет современным требованиям анализа и синтеза рынка транспортных услуг [3].

Основанием для создания системы контроллинга в организации служат:

– устаревшие методы планирования;

– ухудшение экономических показателей по сравнению с подобными компаниями;

– дублирование некоторых функций, наличие конфликтных ситуаций при их выполнении;

– появление новых целей в существующих условиях функционирования компании;

– отсутствие методик учета и анализа.

Успешное развитие идей и практики контроллинга основывается на трех этапах:

– на потребности руководства компании в качественной информационной поддержке принимаемых управленческих решений с учетом стабильного развития предприятия;

– на системе знаний и технологий в сфере контроллинга, которые будут обеспечивать решение поставленных задач;

– на возможности общей информационной поддержки технологий и методов контроллинга в составе новейших информационных управленческих систем [3].

Разработка и применение концепции контроллинга является одним из основных направлений развития системы управления автотранспортным предприятием. На современном этапе развития автомобильного транспорта существует ряд проблем его функционирования, которые зависят от внешних и внутренних факторов [5]. Постоянно меняющиеся условия внешней среды требуют гибкой адаптации и своевременного принятия управленческих решений, которые связаны с изменениями в производственно-хозяйственной и финансовой деятельности [1].

Базовая цель контроллинга – направить процесс управления предприятием на достижение поставленных целей.

Контроллинг состоит из двух главных частей:

– стратегический контроллинг;

– оперативный контроллинг.

Каждый их этих видов контроллинга имеет свои методы, цели, принципы, средства и инструменты.

Стратегический контроллинг обязан гарантировать финансовую устойчивость предприятия, отслеживание намеченных целей развития и достижение долгосрочного беспроигрышного преимущества перед конкурентами [6]. Объектами контроля являются такие показатели, как цели, стратегии, потенциалы и факторы успеха, сильные и слабые стороны предприятия, возможности и угрозы, рубежи и последствия.

Главной целью оперативного контроллинга является создание системы управления, которая эффективно поможет достигать текущих целей предприятия, улучшит соотношение «затраты-прибыль». Он ориентирован на краткосрочные цели и контролирует такие показатели, как рентабельность, прибыль ликвидность, производительность.

Роль контроллинга заключается в поддержке и оказании помощи руководителю. А отсюда, он вместе с руководством составляет основу управления на предприятии, интегрируется в общую систему управления предприятием (рис. 1). Следовательно, находясь на пересечении функций учета, контроля, анализа и планирования контроллинг занимает особое место в информационно-аналитической системе управления предприятием. Он систематизирует, связывает все вышеуказанные функции, интегрирует и координирует их, переводя управление предприятием на качественно новый уровень [7].

Контроллинг освобождается от необходимости решения управленческих проблем внутри своей службы и может концентрироваться на общих проблемах автотранспортного предприятия. Функция контроллинга должна быть тесно связана с правом контроля за соответствием деятельности других служб предъявленным к ним требованиям.

Внедрение концепции контроллинга позволит автотранспортному предприятию разрабатывать и применять жизнеспособную стратегию на рынке, а также принимать управленческие решения по следующим функциональным направлениям:

– формированию конкурентоспособных цен на транспортные и складские услуги;

– определению фактической себестоимости отдельных видов транспортных услуг;

– гибкой системе ценообразования;

– управлению ассортиментом предоставляемых услуг;

– оценке направлений бизнеса и деятельности отдельно взятого структурного подразделения;

– разработке планов по финансированию предприятия.



Рис. 1. Система управления предприятием

Вывод

Автотранспортные предприятия, которые решатся на внедрение и применение инструментов контроллинга, смогут получить значительный экономический эффект за счет упрощения процедур планирования, принятия решений и поступления актуальной информации о собственной деятельности [8]. Тщательно разработанная методика внедрения контроллинга позволит оптимизировать использование как трудовых, так и финансовых ресурсов.

Список литературы

1. «Оценка эффективности функционирования контрагентов в логистической системе транспортного предприятия» – Зырянов В.В., Еремина Л.В. – Режим доступа: http://www.ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2012/728.

2. «Экономика автотранспортного предприятия» – Бычков В.П. –Издательство «ИНФА М». 2011. – 382 с.

3. «Контроллинг стратегии развития предприятия» – Шигаев А.И. – Издательство «ЮНИТИ» – 2008. – 351 с.

4. «Контроллинг в бизнесе: методологические и практические основы построения контроллинга в организациях» – Карминский А.М., Оленев Н.И., Примак А.Г., Фалько С.Г. – Издательство «Финансы и статистика» 2008. – 256 с.

5. «Контроллинг как инструмент управления предприятием» – Ананькина Е.А., Данилочкин С.В., Данилочкина Н.Г. – Издательство «ЮНИТИ-ДАНА». 2007. – 307с.

6. «Контроллинг: вопросы теории и практики» Учебное пособие. – Климов С.М., Костевят А.Н. Издательство «ЮНИТИ». 2006. – 341с.

7. «Анализ хозяйственной деятельности предприятия» – Савицкая Г.В. Издательство «ИНФРА-М» 2007. – 425с.

8. «Планирование на предприятии» – Янковская В.В. – Издательство «ИНФРА-М». 2013. – 423с.

Мухіна Л.В. Застосування контролінгу на автотранспортних підприємствах

Анотація. *Розглянуто питання про впровадження та застосування контролінгу на автотранспортному підприємстві. Вказано дві складові частини контролінгу. Перераховано види управлінських рішень у концепції впровадження контролінгу.*

Ключові слова: *контролінг, автотранспортне підприємство, стратегічний контролінг; оперативний контролінг, управлінські рішення, конкуренція, планування, система управління підприємством, оптимізація, трудові ресурси, фінансові ресурси, економічний ефект.*

Mukhina L.V. Application for controlling road transport enterprises

Annotation. *The question of the implementation and application of controlling at the transport enterprise. These two components of the controlling. Lists the types of administrative decisions in the implementation of the concept of controlling.*

Keywords: *controlling, motor company, strategic controlling, operational controlling, management decisions, competition, planning, enterprise management system, optimization, human resources, financial resources, the economic effect.*

Стаття надійшла до редакції 07.11.2014 р.

УДК 629.113

КРИВОШАПОВ С.І., к.т.н, доцент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ СТЕНДУ З БІГОВИМИ БАРАБАНАМИ НА КОЕФІЦІЄНТ ОПОРУ КОЧЕННЮ КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ

У статті викладені результати математичного моделювання імітаційного стенду з біговими барабанами. Розглянуто вплив геометричних параметрів стенду на зміну енергетичних витрат у колесах автомобіля. Отримана аналітична залежність коефіцієнта опору коченню коліс автомобіля під час руху на роликовому стенді, яка враховує конструктивні особливості діагностичного устаткування.
Ключові слова: *автомобіль, роликовий стенд, коефіцієнт опору коченню колеса, втрати енергії, колесо, енергетичні параметри.*

Постановка проблеми

Автомобільний транспорт займає провідне місце серед інших видів транспорту. Обсяги перевезень вантажів автомобілями становить 80%, а пасажирів - більше 90%. Однак він є одним з основних споживачів нафтового палива. Технічний стан транспортних машин змінюється в процесі експлуатації, що вимагає проведення діагностичних, профілактичних та відновних заходів.

Для ефективної експлуатації автомобілів необхідні глибокі знання теорії проектування, конструювання, функціонування транспортних машин, технічної діагностики, методів нормування та управління. Необхідно аналізувати всі складові системи «людина - машина - умови експлуатації». Але в процесі діагностування автомобіля імітаційне обладнання вносить у цю систему свої корективи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Взаємодії колеса з дорогою присвячено багато фундаментальних робіт [1, 2], які розглядають вплив параметрів дорожнього покриття і характеристики колеса на зміну коефіцієнта опору коченню колеса при русі по дорозі. Крім цього, як зазначається в роботах [3, 4], втрати в шині залежать від технічного стану шини, внутрішнього тиску в шині, зносу протектора, величини поперечної сили в місці контакту колеса з дорогою, яка може виникнути в результаті перекосу коліс або моста, величини бічного відведення, жорсткості, величини внутрішнього тертя коліс і тощо.

У процесі діагностування автомобільне колесо взаємодіє не з дорогою, а з опорною поверхнею імітаційного стенду. Для оцінки гальмівних властивостей автомобіля широкого поширення набули стенди з біговими барабанами або роликові стенди [5]. Взаємодію колеса з опорною поверхнею стенду в гальмівному режимі для симетрично розташованих роликів розглянуто в роботі [6]. Паливна економічність, токсичність і потужні характеристики автомобіля перевіряються на тяговому режимі. При цьому конструкція стенду може мати і не симетрично розташовані бігові барабани.

Мета статті

Істотний вплив на динаміку «руху» автомобіля на стенді з біговими барабанами мають конструктивні особливості самого стенду. Тому метою даного дослідження є отримання аналітичної залежності впливу конструкції стенду з біговими барабанами на показник, який характеризує втрати в колесах автомобіля - коефіцієнт опору коченню колеса.

Матеріали й результати дослідження

Розглянемо взаємодію колеса зі стендом з біговими барабанами з двома несиметрично розташованими роликами. Така схема є загальною схемою стендів зі спареними роликами. Схема взаємодії наведена на рис. 1. Основними конструктивними параметрами, які характеризують цю схему силової взаємодії поверхні колеса з роликами, є радіус колеса r_k^0, радіус барабана $r_б$, міжосьова відстань між осями роликів і горизонтальною L і вертикальною h площинами.

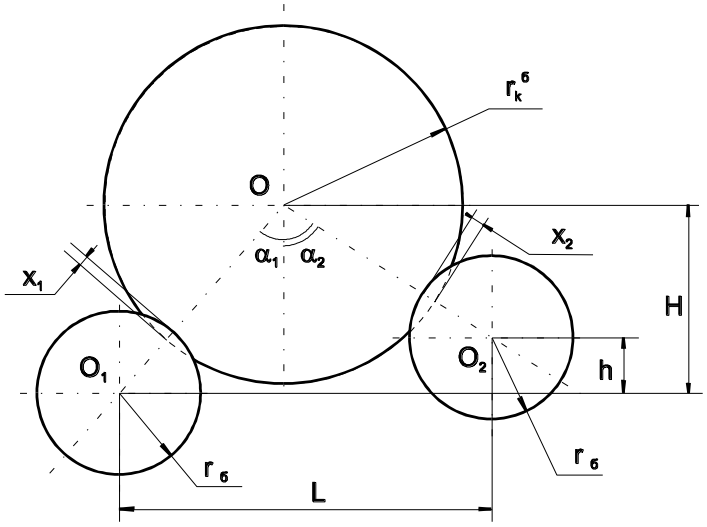


Рис. 1. Схема взаємодії колеса з роликами барабанного стенду

При складанні математичної моделі були прийняті наступні припущення: колесо навантажено тільки вертикальною силою (при навантаженні під кутом, необхідно повернути систему координат на відповідний кут, що фактично зводиться до коригування кутів α_1 і α_2); деформація колеса пропорційна силі, що викликає цю деформацію (відповідає закону Гука); ролики не деформуються (деформація роликів незначна щодо деформації коліс); ролики не зв'язані між собою кінематичною передачею; лінійні розміри переднього і заднього роликів однакові.

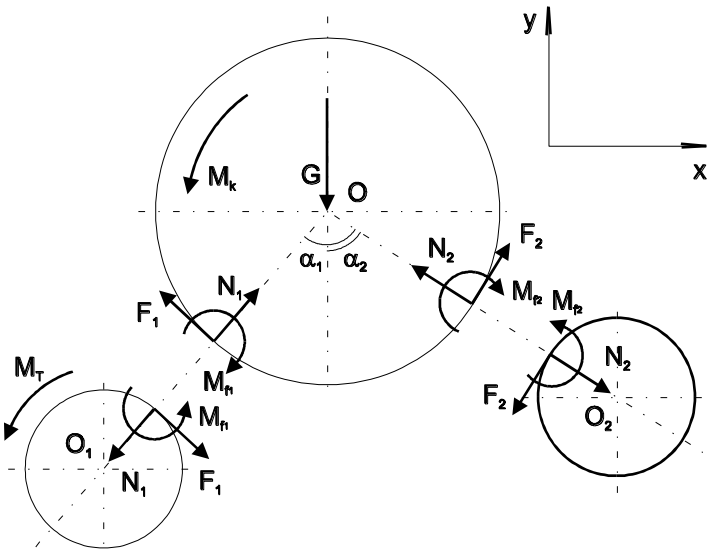


Рис. 2. Схема сил, що діють при взаємодії колеса з роликами барабанного стенду

Схема сил і моментів наведена на рис. 2. Згідно прийнятої схеми навантаження та припущень на колесо діє вертикальна сила тяжіння G і крутний момент M_k, підведений від двигуна автомобіля до провідною колеса. З боку стенду на противагу силі тяжіння і крутному моменту

на колесо діє сила реакції стенду. Ця реакція являє собою нормальну складову – N_1 і N_2, і дотичну – F_1 і F_2 (тут і далі індекс 1 відноситься до лівого ролика, а індекс 2 – до правого). Зміщення нормальної реакції від прямої, що з'єднує центр колеса і роликів, враховується моментами M_{f1} і M_{f2}. На лівий ролик діє гальмівний момент, який заміряється діагностичним обладнанням.

Рух колеса на стенді описується системою 5 рівнянь, які відповідають умові рівноваги сил відносно вертикальної OY і горизонтальної OX вісей координат і умові рівності моментів щодо осі обертання колеса O та роликів O_1 і O_2:

$$\begin{cases} N_1 \cdot \cos\alpha_1 + F_1 \cdot \sin\alpha_1 + N_2 \cdot \cos\alpha_2 + F_2 \cdot \sin\alpha_2 = G \\ N_1 \cdot \sin\alpha_1 - F_1 \cdot \cos\alpha_1 - N_2 \cdot \sin\alpha_2 + F_2 \cdot \cos\alpha_2 = G \\ M_k - M_{f1} - F_1 \cdot r_{k1} - M_{f2} + F_2 \cdot r_{k2} = J_k \cdot \dfrac{d\omega_k}{dt} \\ M_T + M_{f1} - F_1 \cdot r_б = J_1 \cdot \dfrac{d\omega_1}{dt} \\ M_{f1} + F_2 \cdot r_б = J_2 \cdot \dfrac{d\omega_2}{dt} \end{cases}, \qquad (1)$$

де J_k – момент інерції обертових мас автомобіля, які приведені до осі колеса, кг·м^2;

J_1 і J_2 – момент інерції відповідно правого та лівого ролика, кг·м^2;

$\dfrac{d\omega_k}{dt}$ – кутове прискорення колеса, с$^{-2}$;

$\dfrac{d\omega_1}{dt}$ і $\dfrac{d\omega_2}{dt}$ – кутове прискорення відповідно лівого та правого ролика, с$^{-2}$;

r_{k1} і r_{k2} – динамічний радіус колеса при взаємодії з лівим і правим роликами, м;

α_1 і α_2 – кути нахилу осі, що з'єднує осі колеса і роликів відносно вертикалі відповідно для лівого та правого ролика.

Моменти опору коченню колеса M_{f1} і M_{f2} пропорційні нормальній реакції:

$$M_{f1} = f \cdot N_1 \cdot r_{k1} \text{ и } M_{f2} = f \cdot N_2 \cdot r_{k2}, \qquad (2)$$

де f – коефіцієнт опору коченню колеса на стенді з біговими барабанами.

Під дією навантаженої вертикальної сили в місці контакту виникає радіальна деформація:

$$X_1 = N_1 \cdot k \text{ и } X_2 = N_2 \cdot k, \qquad (3)$$

де k – радіальна жорсткість шини, Н/м.

З урахуванням радіальної деформації відстані між віссю колеса і роликами:

$$OO_1 = r_б + r_{k1} = r_б + r_k^0 - N_1 \cdot k \quad \text{і} \quad OO_2 = r_б + r_{k2} = r_б + r_k^0 - N_2 \cdot k, \qquad (4)$$

де $r_{k1} = r_k^0 - N_1 \cdot k$ і $r_{k2} = r_k^0 - N_2 \cdot k$.

Кути α_1 і α_2 взаємопов'язані і визначаються геометричними параметрами стенду. Кути α_1 і α_2 можна знайти, розглянувши трикутник між віссю обертання колеса і роликами, схема якого наведена на рис. 3.

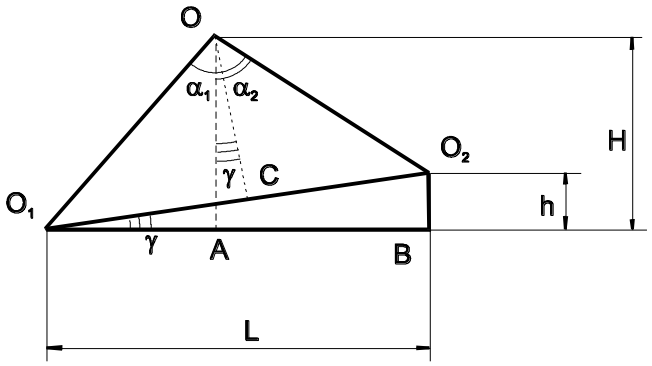


Рис. 3. Схема визначення основних геометричних параметрів положення колеса на роликовому стенді

Кути α_1 і α_2 визначаються з рівнянь: $\alpha_1 = \angle O_1OC - \gamma$ і $\alpha_2 = \angle COO_2 + \gamma$.

Але при розрахунках нам потрібні не самі кути α_1 і α_2, а їхні sin та cos. Тоді, на прикладі визначення $\sin\alpha_1$:

$$\sin\alpha_1 = \sin\left(\angle O_1OC - \gamma\right) = \sin(\angle O_1OC)\cdot\cos\gamma + \cos(\angle O_1OC)\cdot\sin\gamma \tag{5}$$

Кут $\angle O_1OC$ визначається при розгляді двох прямокутних трикутників ΔO_1OC і ΔO_2OC, які мають спільну сторону OC, а значення сторін OC, O_1C і O_2C з рівнянь:

$$(OC)^2 = (O_1O)^2 - (O_1C)^2,\ (OC)^2 = (O_2O)^2 - (O_2C)^2 \text{ і } O_1O_2 = O_1C + O_2C \tag{6}$$

Тоді

$$\sin\left(\angle O_1OC\right) = \frac{O_1C}{O_1O} = \frac{(O_1O_2)^2 - (OO_2)^2 + (O_1O)^2}{2\cdot(O_1O_2)\cdot(O_1O)}, \tag{7}$$

$$\cos\left(\angle O_1OC\right) = \frac{OC}{OO_2} = \frac{-(OO_2)^4 - (O_1O_2)^4 - (O_1O)^4 + 2(O_1O)^2(OO_2)^2 + 2(OO_2)^2(O_1O_2)^2 + 2(O_1O)^2(O_1O_2)^2}{2\cdot(O_1O_2)\cdot(OO_2)} \tag{8}$$

Відстань між осями роликів O_1O_2 і кутом γ визначається у прямокутному трикутнику ΔO_1O_2B:

$$O_1O_2 = \sqrt{L^2 + h^2}\ ;\ \sin\gamma = \frac{\sqrt{L^2 + h^2}}{h};\ \cos\gamma = \frac{\sqrt{L^2 + h^2}}{L}. \tag{9}$$

Після підстановки (9) і (8) у вираз (4), остаточно одержуємо:

$$\sin(\alpha_1) = \frac{h\cdot\left(L^2 + h^2 - (OO_2)^2\right) - L\cdot\xi}{2\cdot(O_1O)\cdot h\cdot L}, \tag{10}$$

де $\xi = \sqrt{-(OO_2)^4 - \left(L^2 + h^2\right)^2 - (O_1O)^4 + 2\cdot(O_1O)^2\cdot(OO_2)^2 + 2\cdot(OO_2)^2\cdot(L^2 + h^2) + 2\cdot(O_1O)^2\cdot(L^2 + h^2)}$.

Аналогічно визначається $\cos\alpha_1$, $\sin\alpha_2$ і $\cos\alpha_2$. Остаточно без виведення:

$$\cos(\alpha_1) = \frac{L\cdot\left(L^2 + h^2 - (OO_2)^2 + (O_1O)^2\right) + h\cdot\xi}{2\cdot(O_1O)\cdot h\cdot L}, \tag{11}$$

$$\sin(\alpha_2) = \frac{h\cdot\left(L^2 + h^2 + (OO_2)^2 - (O_1O)^2\right) + L\cdot\xi}{2\cdot(O_1O)\cdot h\cdot L}, \tag{12}$$

$$\cos(\alpha_2) = \frac{L\cdot\left(L^2 + h^2 + (OO_2)^2 - (O_1O)^2\right) + h\cdot\xi}{2\cdot(O_1O)\cdot h\cdot L}. \tag{13}$$

Отримані вирази (10-13) з урахуванням виразу (3) є рівняннями $\alpha_1 = f(N_1, N_2)$ і $\alpha_2 = f(N_1, N_2)$. Їхнє спільне розв'язання з системою рівняння (1) дозволяють знайти всі невідомі.

З 4-го і 5-го рівнянь системи (1) отримаємо F_1 і F_2:

$$F_1 = \frac{f\cdot\left(N_2\cdot r_k^0 - {N_2}^2\cdot k\right) - J_2\cdot\frac{d\omega_2}{dt}}{r_б} \quad \text{і} \quad F_1 = \frac{f\cdot\left(N_1\cdot r_k^0 - {N_1}^2\cdot k\right) - J_1\cdot\frac{d\omega_1}{dt}}{r_б}. \tag{14}$$

З 3-го рівняння системи (1) знайдемо невідомий момент M_k:

$$M_k = J\cdot\frac{d\omega_k}{dt} + M_{f1} + F_1\cdot r_{k1} + M_{f1} - F_2\cdot r_{k2}. \tag{15}$$

Після підстановки F_1 і F_2 з подальшим перетворенням отримаємо рівняння $M_k = f(N_1, N_2)$:

$$M_k = J_k\cdot\frac{d\omega_k}{dt} - \frac{r_k^0}{r_б}\cdot\left(J_1\cdot\frac{d\omega_1}{dt} - J_2\cdot\frac{d\omega_2}{dt}\right) + \frac{k}{r_б}\cdot\left(J_1\cdot\frac{d\omega_1}{dt}\cdot N_1 - J_2\cdot\frac{d\omega_2}{dt}\cdot N_2\right) + \frac{M_T}{r_б}\cdot\left(r_k^0 - k\cdot N_1\right) +$$
$$+ f\cdot r_k^0\cdot(N_1 - N_2)\cdot\left(1 - \frac{r_k^0}{r_б}\right) + f\cdot k\cdot\left({N_1}^2 - {N_2}^2\right)\cdot\left(1 - 2\cdot\frac{r_k^o}{r_б}\right) + f\cdot\frac{k^3}{r_б}\cdot\left({N_1}^3 - {N_2}^3\right) \tag{16}$$

Значення N_1 і N_2 визначаємо при спільному розв'язанні 1-го і 2-го рівнянь системи (1):

$$N_2 = \frac{\frac{G}{\cos\alpha_2} - F_1\cdot\frac{\sin\alpha_1}{\cos\alpha_2}\cdot\left((ctg\alpha_1)^2 + 1\right) + F_2\cdot(ctg\alpha_1 - ctg\alpha_2)}{1 + tg\alpha_2\cdot ctg\alpha_1}, \tag{17}$$

$$N_2 = \frac{G\cdot\frac{tg\alpha_2}{\sin\alpha_1} - F_1\cdot(ctg\alpha_1 - ctg\alpha_2) + F_2\cdot\frac{\cos\alpha_2}{\sin\alpha_1}\cdot\left((tg\alpha_2)^2 + 1\right)}{1 + tg\alpha_2\cdot ctg\alpha_1}. \tag{18}$$

Після підстановки F_1 і F_2 з урахуванням залежностей визначають кути α_1 і α_2, рівняння (7–9) утворюють систему двох рівнянь з двома невідомими. Чисельне розв'язання системи рівнянь (17, 18) дозволяє знайти невідомі N_1 і N_2. Підставляючи їх у рівняння (16) визначається невідомий момент M_k.

Отримані системи рівнянь можна спростити, якщо розглядати рівномірне обертання автомобільного колеса на стенді. У цьому випадку $\frac{d\omega_k}{dt}$, $\frac{d\omega_1}{dt}$ і $\frac{d\omega_2}{dt}$ дорівнюють нулю. Також рівняння може бути спрощено, якщо моменти інерції лівого і правого ролика рівні $J_1 = J_2$. Також рівняння можуть бути спрощені, якщо розглядається більш спрощена схема стенду, наприклад, при симетричному розташуванні роликів: $h = 0$.

Значення коефіцієнта опору коченню колеса на стенді визначається з рівняння (16) моменту M_k:

$$f = \frac{M_k - J_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt} + \frac{r_k^0}{r_б} \cdot \left(J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} - J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} - M_T \right) - \frac{k}{r_б} \cdot \left(J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} \cdot N_1 - J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} \cdot N_2 + M_T \cdot N_1 \right)}{r_k^0 \cdot (N_1 - N_2) \cdot \left(1 - \frac{r_k^o}{r_б} \right) + k \cdot \left(N_1^{\,2} - N_2^{\,2} \right) + \left(1 - 2 \cdot \frac{r_k^o}{r_б} \right) \cdot \frac{k^3}{r_б} \cdot \left(N_1^{\,3} - N_2^{\,3} \right)}. \qquad (19)$$

Задаючись деяким моментом M_k, заміряючи момент M_T при деякому навантаженні G визначається значення f. З рівняння (16) простежується взаємозв'язок між коефіцієнтом опору коченню колеса f, який характеризує втрати енергії в колесі, і коефіцієнтом k, який характеризує технічний стан колеса.

Висновки

Коефіцієнт опору коченню колеса по роликах барабана відрізняється від коефіцієнта опору коченню колеса на дорогах, оскільки він залежить не тільки від характеристик колеса і дороги, але і від конструктивних параметрів стенду.

Отримані залежності визначення коефіцієнта опору коченню колеса можуть бути використані для розрахунків потужностного балансу автомобіля при його «русі» на стенді з біговими барабанами. Це дозволить підвищити точність розрахунків витрати палива, токсичності, ККД автомобіля та інших показників у процесі діагностування.

Список літератури

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля : Избранные труды / Е.А. Чудаков. - В 2-х томах. - М.: Изд. АН СССР, 1961. – Т. 1, 463 с.; Т. 2, 344 с.

2. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз. - М.: Автотрансиздат, 1957. – 134 с.

3. Юрченко А.Н. Научные основы диагностирования технического состояния ходовой части автомобилей: Автореф. дис. … док-ра техн. наук: 05.22.10 / А.Н. Юрченко. – Харьков: ХГАДТУ, 1996. – 41 с.

4. Макаров В.А. Исследование и разработка метода диагностирования эксплуатационного состояния шин по объемной деформации: Автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.22.11. – / В.А. Макаров – Новочеркаск: Новочерк. политехн. ин-ут, 1974. – 22 с.

5. Хмиадашвили Д.Г. Исследование динамических режимов стендовой диагностики автомобиля по мощностным и экономическим показателям: Дис. … канд. тех. наук. / Д.Г. Хмиадашвили. – М., 1973. – 342 с.

6. Рабинович Э.Х. Исследование и совершенствование методов и средств стендовой проверки автомобильных тормозов: Дис. … канд. техн. наук : 05.22.10. / Э.Х. Рабинович. – Харьков: ХАДИ, 1981. – 229 с.7.

Кривошапов С.И. Влияние конструкции стенда с беговыми барабанами на коэффициент сопротивления качению колеса автомобиля

Аннотация. *В статье изложены результаты математического моделирования имитационного стенда с беговыми барабанами. Рассмотрены влияния геометрических параметров стенда на величину энергетических потерь в колесах автомобиля. Полученная аналитическая зависимость коэффициента сопротивления качению колес автомобиля во время движения на роликовом стенде, которая учитывает конструктивные особенности диагностического оборудования.*

Ключевые слова: *автомобиль, роликовый стенд, коэффициент сопротивления качению колеса, потери энергии, колесо, энергетические параметры*

Krivoshapov S.I. The influence of construct of the roller stand on coefficient of rolling resistance of wheels of a vehicle

Abstract. *The article presents the results of mathematical modeling of the roller stand. Consider the effect of the geometric parameters of the stand by the amount of energy loss in the wheels of the car. The resulting analytical dependence of the rolling resistance of the wheels of the car while driving on a roller stand, which takes into account the structural features of the diagnostic equipment.*

Keywords: *car, roller stand, rolling resistance wheel, loss of energy, wheel, power of energy*

Стаття надійшла до редакції 07.11.2014 р.

УДК 662. 93

СКАЛЫГА Н.Н., к.т.н., доцент; РУДИНЕЦ Н.В., к.т.н., доцент;
Луцкий национальный технический университет

К ВОПРОСУ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НА АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ ПИРОЛИЗНЫХ СЖИГАЮЩИХ УСТРОЙСТВ КАК СРЕДСТВ УТИЛИЗАЦИИ МУСОРНЫХ ОТХОДОВ И ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Представлены результаты предварительных экспериментальных исследований рабочей модели пиролизного сжигающего устройства как локального источника тепловой энергии и средства утилизации мусора и отходов. Для регистрации рабочих параметров пиролизного сжигающего устройства использовалась система мониторинга внешних и косвенных показателей. Анализ результатов исследований подтвердил улучшение параметров топливной экономичности и экологичности сжигающего устройства данного типа по сравнению с классическими.

Ключевые слова: *подогрев, производственные помещения, двигатель, автотранспортное предприятие, локальный источник энергии, отходы, экономия топлива, экологичность.*

Постановка проблемы

На сегодняшний момент в системах охлаждения автомобильных двигателей в качестве охлаждающей жидкости широко используются различные антифризы и ТОСОЛы. Это продиктовано целым рядом эксплуатационных факторов, главным из которых, в контексте данного исследования, является свойство указанных жидкостей препятствовать разрушению двигателя при размораживании. В то же время таким охлаждающим жидкостям присущ очень крупный недостаток по сравнению с подготовленной водой – повышенная стоимость. Кроме того, пуск холодного двигателя влечет за собой ряд негативных моментов, включающих не только повышенный расход топлива, токсичность отработавших газов (ОГ), но и повышенный износ деталей двигателя вследствие недостаточной смазки.

Эти и другие причины вынуждают владельцев автомобилей оборудовать места парковки различными системами подогрева двигателя, поддерживающими соответствующий тепловой режим. И если для единичных автомобилей характерным является использование всевозможных систем электроподогрева, причем, как правило, предстартового, то для автотранспортных предприятий (АТП) – воздухо-, водо- и пароподогрева, действующих на протяжении всего времени парковки. Частным случаем является и использование так называемых автомобилей-термосов, осуществляющих заправку систем охлаждения запаркованных автомобилей горячей рабочей жидкостью [1].

Кроме этого, в холодное время возникают проблемы с оборудованием производственных помещений (мест закрытого хранения автомобилей, специализированных мастерских, ремонтных зон и др.) источниками тепловой энергии при их использовании для отопления и поддержания постоянной температуры в этих помещениях.

Анализ вышесказанного показывает, что на автомобильном транспорте широко используются различные системы подогрева и прогрева двигателей автомобилей во время стоянки, позволяющие в той или иной степени решить экономические и экологические вопросы. Однако, всем этим системам и устройствам присущ общий серьезный недостаток – полная зависимость от источников внешнего (штатного) энергоснабжения.

В то же время предприятия автомобильного транспорта, АТП, СТО и др., являются источниками постоянного накопления отходов и мусора всевозможных видов: сезонного, от уборки территории зон озеленения; твердых бытовых отходов (ТБО), а также технологических отходов, извлекаемых во время сухой уборки в составе комплекса уборочно-моечных работ (УМР). Данные виды мусора являются причиной серьезных и постоянных затрат на утилизацию вне автопредприятий, тогда как обладают значительным тепловым энергетическим потенциалом, который, при соответствующих подходах, можно извлечь и использовать. Например, в вышеуказанных системах прогрева двигателей.

Анализ исследований и публикаций

Как показывает анализ исследований и публикаций, в качестве дополнительных источников тепловой энергии, которые могут использоваться и в системах подогрева двигателей автомобилей и производственных помещений, применимы усовершенствованные твердотопливные сжигающие устройства, ориентированные на утилизацию сезонного мусора и ТБО в соответствие с действующими нормами экологичности. К таким устройствам относятся печи классической схемы прямого горения, в том числе реактивные (rocket stove), и пиролизные [2].

Цель статьи

Целью работы является разработка и создание конструктивно- и технологически простого высокоэффективного пиролизного сжигающего устройства как дополнительного (автономного) источника тепловой энергии для использования, например, в системах прогрева производственных помещений и двигателей автомобилей, потребляющего в качестве топлива технологические отходы, сезонный мусор и ТБО.

Материалы и результаты исследований

С целью решения поставленных задач авторами разработан вариант переносной (автономной) установки (печи) пиролизного сжигания. На основании принятой концепции принципа действия и произведенных расчетов была спроектирована и создана рабочая модель опытной установки, рабочим объемом корпуса-бункера 40л, удовлетворяющая поставленным требованиям эффективности работы и простоты конструкции.

На рис.1 показана принципиальная схема установки с указанием ее основных элементов.

Установка работает следующим образом. Подготовленное топливо (опилки, опавшая листва и пр.) загружается в корпус-бункер (1) при предварительно снятых верхнем колоколе (3) и отражающем диске (5). Открывается воздушная заслонка (8), и осуществляется розжиг верхнего слоя топлива. После достижения надлежащей степени розжига устанавливаются отражающий диск (5) и верхний колокол (3), выпускной патрубок (4) которого подсоединяется к системе местной вытяжки.

Воздух, необходимый для осуществления процесса сжигания топлива, поступает через впускной патрубок (7) и воздуховод (2).

Воздуховод набран из труб (10), собранных в пакет и соединенных между собой с зазором. Диаметры труб (10) и величина зазора между ними подобраны таким образом, чтобы обеспечить самопроизвольное разделение подводимого воздуха на первичный и вторичный. Первичный воздух поступает в зону горения через зазоры между трубами (10) и, вследствие недостаточного количества, способствует лишь пиролизному реформингу топлива с образованием генераторного газа. Последний поднимается в верхнюю зону корпуса-бункера (1), под отражательный диск (5). Туда же по внутренним каналам труб (10) поступает вторичный воздух, осуществляя процесс окончательного дожигания генераторного газа. Продукты сгорания проникают

сквозь кольцевой зазор между отражательным диском (5) и стенками корпуса-бункера (1) во внутреннюю полость верхнего колокола (3) и далее, через выпускной патрубок (4), удаляются наружу. После полного выгорания топливного заряда зола из корпуса-бункера (1) удаляется через снимаемый нижний колокол (7).

Интенсивность и продолжительность работы установки регулируется положением воздушной заслонки (8), изменяющей проходное сечение впускного патрубка. Ось (9) воздушной заслонки выполнена полой для обеспечения поступления в зону горения минимально необходимого количества воздуха при полностью закрытой воздушной заслонке.

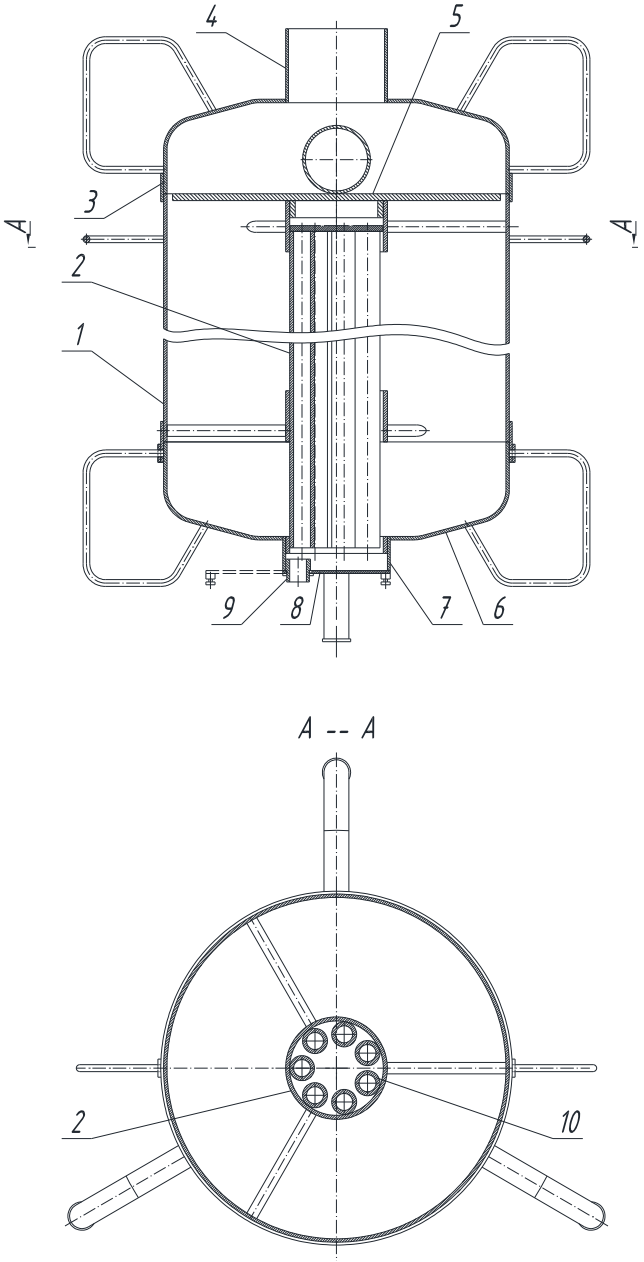


Рис.1. Принципиальная схема установки:

1 – корпус-бункер; 2 – воздуховод; 3 – верхний колокол; 4 – выпускной патрубок; 5 – отражающий диск; 6 – нижний колокол; 7 – впускной патрубок; 8 – воздушная заслонка; 9 – ось воздушной заслонки; 10 – трубка воздуховода.

Предварительные испытания рабочей модели экспериментального образца установки при использовании в качестве топлива опилок со средними размерами фракции 10х5х1,5мм, влажностью 25% и массой заряда 2кг показали следующее:

1. Печь выходит на рабочий режим в течение 7-10 мин. с момента розжига.

2. Дымность отработавших газов составляет 3-5% с последующим исчезновением в течение 10-15 мин. с момента розжига и до полного выгорания топливного заряда.

3. Отсутствие посторонних запахов, характерных для классических сжигающих устройств, после выхода печи в «бездымный» режим, вплоть до полного выгорания топливного заряда.

4. Полное время выгорания топливного заряда при максимально открытой воздушной заслонке – 120 мин.

5. Средняя удельная, расчетная теплоотдача для данного вида топлива и условий испытаний – 3,5 кВт/час.

6. Распространение фронта пламени происходит в направлении «от центра к периферии корпуса-бункера и сверху вниз».

7. Отсутствие на внутренних поверхностях корпуса-бункера твердых продуктов неполного сгорания в виде жужелицы, дегтя и их смесей.

8. Общая масса и объем золы 190 г и 1,5 л соответственно.

Процесс сгорания происходил интенсивно и равномерно вплоть до полного выгорания топливного заряда.

Кроме того, авторами отмечено, что работа печи сопровождалась наличием ряда физических и химических эффектов, не упоминающихся при описании рабочих процессов сжигающих устройств, близких аналогов. В частности – эффект скоростного, локального, саморегулирующегося сгорания.

В качестве сезонного мусора для сжигания в печи также предварительно, с целью оценки возможности принципиального применения, использовалась опавшая листва каштана (Castánea) и грецкого ореха (Júglans régia). Листва каштана имела степень отмирания около 90%, а грецкого ореха – 60%. При этом параметры воздухоподводной и дымоотводной магистралей печи оставались неизменными, а масса зарядов составляла – 5 кг.

Общий характер процессов сгорания и работы печи соответствовал вышеизложенным, сопровождаясь меньшей, приблизительно вдвое, величиной средней удельной теплоотдачи. Полное время выгорания заряда топлива составило 110 и 150 мин. соответственно. Объем и масса золы – 2,5 л и 200 г касались обоих случаев. Следует, однако, отметить, что при сжигании листвы грецкого ореха имели место частичные случаи сбоев процесса интенсивного сгорания с повышением дымности до 15-25%. Последнее можно объяснить ухудшением тяги при омывании верхнего среза дымохода, не оборудованного соответствующими устройствами (обратная тяга).

Полная стоимость действующего образца печи составляла около 100€ в ценах 2013г.

Выводы

Анализ результатов исследований показывает, что наиболее целесообразным для использования на автомобильном транспорте как средств локальных (дополнительных) источников тепловой энергии и утилизации производственных отходов (мусора) является применение пиролизных сжигающих устройств, обладающих эффектом скоростного, локального, саморегулирующегося сгорания.

Пиролизные сжигающие устройства данного типа превосходят близкие аналоги по соотношению основных показателей (конструктивная и технологическая простота, величина КПД, низкая токсичность ОГ, контролируемость персоналом и пр.). Это, по мнению авторов, даст возможность экономить штатные энергетические ресурсы как при стояночном, так и при предпусковом прогреве автомобильных двигателей.

Авторами планируется продолжение всесторонних испытаний и исследований пиролизных сжигающих устройств данного типа.

Список литературы

1. Техническая эксплуатация автомобиля: Учебник для ВУЗов/ Е.С. Кузнецов, В.П. Воронов, А.П. Болдин и др. – М.: Транспорт, 1991.

2. Скалыга Н.Н., Рудинец Н.В. К вопросу использования на железнодорожном транспорте пиролизных сжигающих устройств как автономных источников тепловой энергии. // Збірник наукових праць ДонІЗТ. Випуск № 39. – Донецьк, 2014. – С. 67-71.

Скалига М.М., Рудинець М.В. До питання використання на автомобільному транспорті локальних стаціонарних піролізних джерел теплової енергії

Анотація. *Представлені результати попередніх експериментальних досліджень робочої моделі піролізного спалюючого пристрою як локального джерела теплової енергії і засобу утилізації сміття і відходів. Для реєстрації робочих параметрів піролізного спалюючого пристрою використовувалась система моніторингу зовнішніх і непрямих показників. Аналіз результатів досліджень підтвердив поліпшення параметрів паливної економічності та екологічності спалюючого пристрою даного типу в порівнянні з класичними.*

Ключові слова: *підігрів, виробничі приміщення, двигун, автотранспортне підприємство, локальне джерело енергії, відходи, економія палива, екологічність.*

Skalyga N.N., Rudinets N.V. To the question on the use of local road transport stationary pyrolysis thermal energy source

Abstract. *The results of experimental studies preliminary working model of the pyrolysis burning devices, such as a local source of heat and means of waste disposal and waste. To register for the operating parameters of the pyrolysis burning device used a system of monitoring external and indirect indicators. Analysis of the results of research confirmed the improvement in fuel efficiency parameters and ecological burning device of this type in comparison with the classical.*

Keywords: *heating, industrial premises, engine, motor company, a local source of energy, waste, fuel economy, eco-friendliness.*

Стаття надійшла до редакції 17.10.2014 р.

УДК 629.113

ГОРБІК Ю.В., к.т.н.,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ПОРІВНЯЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СИСТЕМИ НЕЙТРАЛІЗАЦІЇ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ НА ВИТРАТУ ПАЛИВА ЗА РІЗНИМИ ЦИКЛАМИ ВИПРОБУВАННЯ

У статті викладені результати оцінки паливної економічності й токсичності відпрацьованих газів легкового автомобіля ВАЗ-21104, обладнаного нейтралізатором і без нейтралізатора з використанням роликового стенду.
Ключові слова: *токсичність, відпрацьовані гази, паливо, роликовий стенд, нейтралізатор.*

Постановка проблеми

Контроль токсичності за допомогою їздових перехідних циклів інформаційно повний, але важкий у виконанні. Серйозним недоліком усіх відомих закордонних циклів є те, що при випробуваннях чітко регламентуються тільки швидкості й передачі, а навантаження на колесах не нормується. Це приводить до серйозних похибок у визначенні вмісту токсичних речовин. Особливо це стосується оксидів азоту, які при малих навантаженнях практично відсутні, а при середніх і більших різко зростають.

У зв'язку з цим на кафедрі ТЕСА ХНАДУ розроблений метод випробувань автомобілів на токсичність при різних швидкостях і навантажувальних режимах, який заміняє їздовий цикл. При діагностуванні токсичності на роликових стендах пропонується два режими випробувань: міський (V_a=30 км/год, відсоток використання потужності ~ 10%) і магістральний (V_a=60 км/год, відсоток використання потужності ~ 30%).

При виконанні дослідження був використаний автомобіль ВАЗ-21104 з системою нейтралізації та без неї.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Були розглянуті і вивчені можливості і технічні характеристики різних діагностичних роликових стендів. Особлива увага приділялася можливостям стенда імітувати реальні умови руху автомобіля [1].

В остаточному підсумку основним устаткуванням для проведення експериментальних досліджень була прийнята пересувна станція діагностики легкових автомобілів (ПДС-Л) розроблена кафедрою «Технічної експлуатації і сервісу автомобілів» Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ТЕСА ХНАДУ). Незважаючи на деякий програш у параметрах точності й вартості в порівнянні зі стаціонарними, пересувні станції застосовуються для екологічного контролю.

При розгляді й вивченні різних методик порівняльних досліджень автомобілів на стенді з біговими барабанами була взята за основу методика, запропонована кафедрою ТЕСА ХНАДУ [3].

Мета статті

Запропонована методика не пов'язана з типом станції й висуває вимоги лише до її навантажувально-швидкісних характеристик.

При використанні пропонованої методики вирішувалися наступні задачі:

1) одержання характеристик токсичності та їхніх сімейств на роликовому стенді ПДС-Л на різних навантажувальних режимах по трьох основних компонентах;

2) перетворення їх у питомі одиниці й визначення сумарної приведеної токсичності ВГ;

3) аналіз впливу експлуатаційних факторів на величину сумарної приведеної токсичності.

Матеріали й результати дослідження

Прямі виміри об'ємних викидів шкідливих речовин (ШР) при дослідженнях токсичності на навантажувальних режимах у цілому аналогічні вимірам на режимі ХХ (певні складності при знятті цих характеристик викликає необхідність створення за допомогою роликового стенда заданого навантажувально-швидкісного режиму й утримання на цьому режимі об'єкта випробувань – автомобіля). Паралельно проводиться побудова економічної характеристики на цих же режимах. Як показала практика, при використанні масового методу контролю витрати палива час на його проведення (1,5...2 хв.) із запасом перевищує рекомендований час для встановлення показників газоаналітичною апаратурою.

Нижче подано результати випробувань легкового автомобіля ВАЗ-21104, обладнаного трикомпонентним нейтралізатором ВГ, який об’єднаний у єдиний блок з випускним колектором, що дозволяє нейтралізатору швидше прогріватися до робочої температури. У нейтралізаторі знаходяться керамічні елементи з мікроканалами, на поверхні яких нанесені каталізатори: два окислювальних (платина і паладій) і один відновлювальний (родій). Електронна система впорскування палива безперервно корегує подачу палива в залежності від умов роботи двигуна і сигналу від датчика концентрації кисню у ВГ, який встановлений перед нейтралізатором.

Обробка результатів діагностування включає:

– при одиничних вимірах у залежності підставляються безпосередні результати, при множинних – їх середнє арифметичне;

– перерахування результатів випробувань у розмірність г/км виконується на підставі залежності

$$Q_{\text{ШР}} = \frac{1000}{22.4} \cdot M_{\text{ШР}} \cdot 0.01 \cdot X_{\text{ШР}} \cdot 0.01 \cdot \frac{\rho_{\text{П}} \cdot L_{\text{О}}}{\rho_{\text{ПОВ}}} \cdot Q \cdot \alpha \,, \qquad (1)$$

де $Q_{\text{ШР}}$ – молекулярна маса шкідливої речовини (ШР), г/км;

$X_{\text{ШР}}$ – показання газоаналізатора, % (при шкалах, які відградуйовані у млн$^{-1}$, перевідний коефіцієнт 10000);

$\rho_{\text{п}}$ – густина палива, приведена до нормальних умов (НУ), кг/л;

$\rho_{\text{пов}}$ – густина повітря, приведена до НУ, кг/м^3;

$L_{\text{о}}$ – стехіометрична кількість повітря;

Q – витрата палива, л/100 км;

α – коефіцієнт надлишку повітря.

Витрата палива при випробуваннях визначається по залежності

$$Q_{год} = Q_{под.} - Q_{пов.}\text{, л/год} \qquad (2)$$

де $Q_{\text{год}}$ – годинна витрата палива автомобілем при заданому русі, л/год;

$Q_{\text{под.}}$ – кількість палива, яке подається до двигуна за годину, приймаємо рівною продуктивності електропаливного насосу, л/год;

$Q_{\text{пов.}}$ – кількість палива, яке повертається назад у бак, л/год.

Годинну витрату палива автомобілем при заданій швидкості руху визначаємо за формулою

$$Q_{год} = \left(Q_{л/100} \cdot V_a\right) / 100 \text{ , л/год} \quad (3)$$

де $Q_{л/100}$ – кількість палива, що витрачається автомобілем при заданому русі, л/100 км;
V_a – швидкість автомобіля, км/год.

Формула для переведення л/год у л/100км має вигляд:

$$Q_{год} / 100км = \left(Q_{год} / V_a\right) \cdot 100 \text{ , л/100 км} \quad (4)$$

За отриманими результатами робиться висновок щодо впливу експлуатаційних факторів на показники автомобіля, який досліджується.

Результати та аналіз експериментальних досліджень щодо рівнів викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигуна автомобіля ВАЗ-21104 наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

Експериментальні значення рівнів викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами двигуна автомобіля ВАЗ-21104

Токсичні речовини	Частота обертання колінчастого вала n, хв.$^{-1}$							
	n_{min} (850±50)				$n_{підв.}$ (3700)			
	Без нейтралізатора		З нейтралізатором		Без нейтралізатора		З нейтралізатором	
	Отриманий результат	Норма ДСТУ 4277.2004	Отриманий результат	Норма ДСТУ 4277.2004	Отриманий результат	Норма ДСТУ 4277.2004	Отриманий результат	Норма ДСТУ 4277.2004
CO, %	0,7	3,5	0,025	0,5	0,5	2,0	0,04	0,3
C_nH_m, млн.$^{-1}$	185	1200	42	100	67	600	37	100

Режим ХХ (табл. 1) має значну інформативність, хоча дати повний адекватний висновок про токсичність автомобіля, який перевіряється, за даними, отриманим на режимі холостого ходу, неможливо, відмовлятися від такої перевірки теж неправильно, тому що цю методику передбачає діючий в Україні ДСТУ 4277-2004: «Норми і методи вимірювання вмісту оксиду вуглецю і вуглеводів у відпрацьованих газах автомобілів, які працюють на бензині або на газовому паливі» [2].

Контроль на режимі ХХ повинен стати низовим щаблем системи контролю, застосовуватися в умовах експлуатації як елемент діагностики і входити як складова частина у випробування під навантаженням на роликових стендах.

Аналізуючи отримані експериментальні дані на ХХ (табл. 1) ми бачимо, що застосування нейтралізаторів на серійному автомобілі сімейства ВАЗ-21104 дає значне зниження викидів оксиду вуглецю й вуглеводнів у ВГ.

При проведенні порівняльних випробувань автомобіля ВАЗ-21104 з нейтралізатором і без нього, виміряли також витрату палива в міському, магістральному й змішаному циклі. Миттєва витрата палива, середня швидкість руху, середня витрата фіксувалися за штатним бортовим комп'ютером автомобіля. Результати представлені в таблиці 2.

Як видно з отриманих результатів, застосування нейтралізатора дає незначне збільшення витрат у міському (на 2,3%), у позаміському (на 7,5%) і змішаному циклах (на 2,7 %), але при цьому викиди СО знижуються в 3,2 раза, СН – у 3,8 раза, NO_X в 6,08 раза (табл. 3).

Таблиця 2

Результати порівняльних досліджень впливу системи нейтралізації відпрацьованих газів автомобіля ВАЗ-21104 на витрату палива за різними циклами випробування

Обладнання системи випуску ВГ	Витрати палива автомобіля, л/100 км		
	Міський цикл	Магістральний цикл	Змішаний цикл
Без нейтралізатора	8,4	6,2	7,2
З нейтралізатором	8,6	6,7	7,4

Таблиця 3

Дані щодо випробувань автомобіля ВАЗ-21104 на стенді з біговими барабанами за методикою кафедри ТЕСА ХНАДУ

Обладнання системи випуску ВГ	Токсичні речовини, які викидаються з ВГ автомобіля, г/км					
	CO		C_nH_m		NO_x	
	Отриманий результат	Норма (Євро 2)	Отриманий результат	Норма (Євро 2)	Отриманий результат	Норма (Євро 2)
Без нейтралізатора	8,32	–	1,25	–	1,52	–
З нейтралізатором	2,64	2,7	0,33	0,34	0,25	0,25

Висновки

Отже, автомобіль, обладнаний нейтралізатором, дійсно викидає значно меншу кількість токсичних речовин, ніж без нейтралізатора. Автомобіль ВАЗ-21104 відповідає європейським стандартам Євро 2.

Аналіз діючого в Україні ДСТУ 4277-2004 показав свою недосконаліть у порівнянні зі стандартами Євро, і він може бути тільки низовим ступенем системи контролю і застосовуватися в умовах експлуатації як елемент діагностики, а також входити як складова частина у випробуваннях на роликових стендах.

Однак, треба мати на увазі, що екологічні вимоги в Європі безперервно жорсткішають. Оскільки Україна наближається до вступу в ЄС, європейські стандарти стануть обов'язковими і для неї, що потребує термінових і значних зусиль щодо екологізації вітчизняних двигунів транспортних засобів.

Список літератури

1. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта). В двух частях / Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. // Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. – 219с.

2. ДСТУ 4277: 2004. Норми і методи вимірювань вмісту оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах автомобілів з двигунами, що працюють на бензині або газовому паливі. Державний комітет України з питань технічного регулювання та споживчої політики, Київ, 2004. – 11 с.

3. Трифонов А.А. Совершенствование диагностирования токсичности отработавших газов транспортных средств в условиях эксплуатации: дис. … канд. техн. наук: 05.22.20 / Трифонов Андрей Александрович. – Х., 2000. – 150 с.

Горбик Ю.В. Сравнительные исследования влияния системы нейтрализации отработавших газов легкового автомобиля на расход топлива при различных циклах испытаний

Аннотация. *В статье изложены результаты оценки топливной экономичности и токсичности отработавших газов легкового автомобиля ВАЗ-21104, оборудованного нейтрализатором и без нейтрализатора с использованием роликового стенда.*

Ключевые слова: *токсичность, отработанные газы, топливо, роликовый стенд, нейтрализатор*

Gorbik Y.V. Comparative researches of influence of system of neutralization of the fulfilled car gases on fuel consumption at various cycles of tests

Abstract. *In article, results of an assessment of fuel profitability and toxicity of the fulfilled gases of the car VAZ-21104 equipped with converter and without converter with use of the roller stand are stated.*

Keywords*: toxicity, the fulfilled gases, fuel, the roller stand, converter*

Стаття надійшла до редакції 29.10.2014 р.

УДК 629.017

НАГЛЮК И.С., д.т.н., доцент,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ОЦЕНКА СВОЙСТВ МОТОРНЫХ МАСЕЛ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ САМОСВАЛОВ

Представлены результаты изменения основных показателей качества и относительной диэлектрической проницаемости моторных масел при их эксплуатации в двигателе. Установлена корреляционная зависимость между диэлектрической проницаемостью и некоторыми физико-химическими показателями качества масел.
Ключевые слова: *эксплуатация, моторное масло, автомобиль, показатели качества*

Постановка проблемы

Одной из основных проблем эксплуатации автомобилей на современном этапе развития автомобильного транспорта является проблема эффективности их использования. Особо важное место в решении этой проблемы занимают вопросы оптимального управления надёжностью автомобилей и их агрегатов, основанного на методах диагностирования и прогнозирования остаточного ресурса и срока смены масла [1,2]. 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 и трансмиссионные масла являются одним из основных функциональных элементов силовых агрегатов, определяющим надежность и эффективность их работы при эксплуатации транспортных машин. Качество масел и конструкция силовых агрегатов взаимосвязаны и дополняют друг друга. Постоянное совершенствование конструкции двигателей и агрегатов в направлении улучшения условий работы в них масел и повышения качества самого масла позволяет обеспечивать надежную работу и снизить интенсивность изнашивания узлов трения силовых агрегатов.

Масло, работавшее в агрегате, является носителем информации о термодинамических, химических и трибологических процессах, происходящих как в сопряжении деталей, так и в смазочной системе. Изменение технического состояния элементов конструкции двигателя при эксплуатации или возникновение неисправностей в работе его систем в значительной мере отражается на состоянии моторного масла.

Анализ исследований и публикаций

В процессе эксплуатации масло выполняет функции накопителя продуктов износа и загрязнений, образующихся при работе двигателя, 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 [3,4].

Вопросы, связанные с заменой моторных масел по фактическому состоянию остаются актуальными и сегодня. Относительная диэлектрическая проницаемость (ε) современных минера-

льных, полусинтетических и синтетических не работавших моторных масел может изменяться в пределах 2,3÷2,6 и зависит как от природы базового масла, так и от пакета вводимых присадок [4,5,6].

Относительная диэлектрическая проницаемость моторного масла является интегральным показателем и имеет корреляционную связь с коксуемостью – $r = 0,8 \div 0,9$; с кислотным числом – $r = 0,82 \div 0,86$; с содержанием воды – $r = 0,29 \div 0,35$; с продуктами изнашивания – $r = 0,83 \div 0,94$ [7].

Цель статьи

Целью статьи является исследование изменения основных свойств и скорости поступления продуктов износа (железа) в моторное масло при эксплуатации автомобилей в одинаковых условиях.

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 силовых агрегатов во время эксплуатации необходимо своевременное обнаружение повышенного содержания продуктов изнашивания в моторном масле и устранение 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 двигателя, его систем и механизмов, а также нагрузочно-скоростные режимы работы автомобилей.

Исследования проводились на трех автомобилях-самосвалах Komatsu HD 1200, которые эксплуатировались в карьере на вывозке горной породы. Анализ образцов моторных масел, отобранных через определённое время работы, проводился в лаборатории по исследованию топлив и эксплуатационных материалов ХНАДУ.

В таблице 1, 2, 3 приведены результаты спектрального анализа продуктов износа и присадок, изменение диэлектрической проницаемости, скорости поступления продуктов износа (железа), смазывающих свойств и основных физико-химических показателей качества масла Mobil Delvac MX SAE 15W – 40 API CI-4/SL в зависимости от продолжительности его работы в двигателях самосвала Komatsu HD 1200.

Моторное масло Mobil Delvac MX SAE 15W-40 API CI-4/SL Kamatsu HD 1200 (см. табл.1) имеет пробег 5444 км, диэлектрическая проницаемость ε =2,4569. Скорость поступления железа в масло на литр израсходованного топлива – 0,043 мг/л.

Моторное масло в двигателе автомобиля №2 проработало 5456 км, ε =2,4387. Скорость поступления железа в масло – 0,026 мг/л. В двигателе №3 моторное масло отработало 5400 км, $\varepsilon = 2,4616$. Скорость поступления железа в масло – 0,043 мг/л.

Наибольшего значения диэлектрическая проницаемость моторного масла достигает при работе в двигателе №3, а также к браковочному значению приблизилась температура вспышки – 208 ºС, что свидетельствует о необходимости замены и невозможности дальнейшего применения этого масла без снижения эксплуатационной надежности двигателя.

Таблица 1

Результаты спектрального анализа, значения ε и физико-химических показателей качества масла SAE 15W – 40 при его эксплуатации в двигателе №1

Показатели	Чистое масло	№ 1		
		3103 км (316 ч)	3143 км (325 ч)	5444 км (555 ч)
1. Вязкость кинематическая, мм^2/с при 100ºС	14,3	13,21	12,83	12,6
2. Щелочное число, мг КОН/г масла	7,76	6,8	6,7	6,07
3. Кислотное число, мг КОН/г масла	1,52	2,45	2,43	2,84
4. Зольность сульфатная, %	0,99	1,17	0,65	0,75
5. Температура вспышки в открытом тигле, ºС	228	223	214	213
6. Температура застывания, ºС	<-30	<-30	<-30	<-30
7. Массовая доля механических примесей, %	0,013	0,009	0,008	0,0071
8. Массовая доля воды, %	отсутс.	отсутс.	отсутс.	отсутс.
9. Смазывающие свойства, определяемые на ЧШМ: – индекс задира ($И_з$), Н – критическая нагрузка ($Р_{кр}$), Н – показатель износа ($Д_и$), мм – нагрузка сваривания ($Р_{св}$), Н	 444,2 1098 0,29 2323	 367,4 823 0,32 2323	 359,2 735 0,33 2450	 354,9 872 0,32 2195
10. Коксуемость, %	1,18	1,41	1,35	1,49
11. Диэлектрическая проницаемость	2,3923	2,4334	2,4334	2,4569
12. Индекс вязкости	140	137	136	136
13. Концентрация продуктов износа и наличие присадок: Zn, г/т P, г/т Mg, г/т Fe, г/т	 3,885 0,743 7,142 –	 5,242 1,113 7,444 10	 5,210 1,096 7,630 11	 4,363 0,665 5,768 13
14. Скорость поступления железа в масло	мг/ч	3,84	4,11	2,85
	мг/км	0,39	0,43	0,29
	мг/л	0,058	0,063	0,043

Таблица 2

Результаты спектрального анализа, значения ε и физико-химических показателей качества масла SAE 15W – 40 при его эксплуатации в двигателе №2

Показатели	Чистое масло	№ 2		
		3085 км (314 ч)	3593 км (414 ч)	5456 км (500 ч)
1. Вязкость кинематическая, мм^2/с при 100ºС	14,3	13,26	13,21	13,4
2. Щелочное число, мг КОН/г масла	7,76	7,4	6,8	6,34
3. Кислотное число, мг КОН/г масла	1,52	2,45	2,58	2,91
4. Зольность сульфатная, %	0,99	1,19	0,6	1,16
5. Температура вспышки в открытом тигле, ºС	228	218	212	212
6. Температура застывания, ºС	<-30	<-30	<-30	<-30
7. Массовая доля механических примесей, %	0,013	0,018	0,011	0,008
8. Массовая доля воды, %	отсутс.	отсутс.	отсутс.	отсутс.
9. Смазывающие свойства, определяемые на ЧШМ: – индекс задира ($И_з$), Н – критическая нагрузка ($Р_{кр}$), Н – показатель износа ($Д_и$), мм – нагрузка сваривания ($Р_{св}$), Н	 444,2 1098 0,29 2323	 363,9 872 0,35 2323	 377,5 823 0,33 2607	 383,8 921 0,39 2323
10. Коксуемость, %	1,18	1,3	1,32	1,46
11. Диэлектрическая проницаемость	2,3923	2,4334	2,4370	2,4387
12. Индекс вязкости	140	137	137	137
13. Концентрация продуктов износа и наличие присадок:				
Zn, г/т	3,885	4,735	5,128	4,677
P, г/т	0,743	1,022	1,126	0,668
Mg, г/т	7,142	7,169	7,540	6,003
Fe, г/т	–	5	7	8
14. Скорость поступления железа в масло	мг/ч	1,93	2,05	1,94
	мг/км	0,2	0,24	0,18
	мг/л	0,029	0,035	0,026

Таблица 3

Результаты спектрального анализа, значения ε и физико-химических показателей качества масла SAE 15W – 40 при его эксплуатации в двигателе №3

Показатели	Чистое масло	№ 3		
		2352 км (261 ч)	3781 км (420 ч)	5400 км (500 ч)
1. Вязкость кинематическая, мм^2/с при 100ºС	14,3	12,67	12,2	11,7
2. Щелочное число, мг КОН/г масла	7,76	6,8	6,5	5,3
3. Кислотное число, мг КОН/г масла	1,52	2,13	2,52	2,55
4. Зольность сульфатная, %	0,99	1,24	0,78	0,88
5. Температура вспышки в открытом тигле, ºС	228	221	214	208
6. Температура застывания, ºС	<-30	<-30	<-30	<-30
7. Массовая доля механических примесей, %	0,013	0,011	0,0087	0,0068
8. Массовая доля воды, %	отсутс.	отсутс.	отсутс.	отсутс.
9. Смазывающие свойства, определяемые на ЧШМ: – индекс задира ($И_з$), Н – критическая нагрузка ($Р_{кр}$), Н – показатель износа ($Д_и$), мм – нагрузка сваривания ($Р_{св}$), Н	 444,2 1098 0,29 2323	 356,2 872 0,35 2323	 436,5 980 0,34 2450	 415,9 921 0,41 2195
10. Коксуемость, %	1,18	1,35	1,40	1,54
11. Диэлектрическая проницаемость	2,3923	2,4334	2,4479	2,4616
12. Индекс вязкости	140	136	136	136
13. Концентрация продуктов износа и наличие присадок: Zn P Mg Fe, г/т	 3,885 0,743 7,142 –	 4,906 0,963 7,112 14	 4,082 0,574 5,75 12	 3,829 0,663 4,234 13
14. Скорость поступления железа в масло	мг/ч	6,51	3,47	3,16
	мг/км	0,72	0,39	0,29
	мг/л	0,11	0,057	0,043

Выводы

Сроки замены моторных масел по пробегу или наработке, рекомендуемые заводом-изготовителем не всегда достаточно обоснованы. Основные физико-химические показатели качества масла не всегда достигают предельных значений при замене, и моторное масло пригодно к дальнейшей эксплуатации. В качестве комплексного показателя для экспресс-анализа можно использовать диэлектрическую проницаемость моторного масла. 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

говорить о работоспособности двигателя на этих маслах, сроках их замены и техническом состоянии систем и механизмов.

Список литературы

1. Бажинов О.В. Надійність автомобільних поїздів: монографія / О.В. Бажинов, О.П. Кравченко. – Луганськ: вид-во «Ноулідж», 2009. – 412с.

2. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследований): монография / Н.Я. Говорущенко. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – 292с.

3. Венцель Е.С., Жалкин С.Г., Данько Н.И. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел. – Харьков: УкрГАЖТ, 2003. – 168с.

4. Григорьев М.А., Бунаков Б.М., Долецкий В.А. Качество моторного масла и надежность двигателей. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 232с.

5. Григоров А.Б., Карножицкий П.В., Слободской С.А. Диэлектрическая проницаемость как комплексный показатель, характеризующий изменение качества моторных масел в процессе их эксплуатации // Вестник НТУ «ХПИ». – 2006. – №25. – С.169-175.

6. Григоров А.Б., Карножицкий П.В., Наглюк И.С. Изменение диэлектрической проницаемости дизельных моторных масел в эксплуатации // Автомобильный транспорт. – 2007. – №20. – С. 84-87.

7. Григоров А.Б., Наглюк И.С, Карнажицкий П.В. Браковочные показатели моторных масел и диэлектрическая проницаемость // XIV Научно-техническая конференция с международным участием "Транспорт, экология – устойчивое развитие". – ЭКОВАРНА, 2008. – С.362-369.

Наглюк І.С. Оцінка властивостей моторних олив при експлуатації великовантажних самоскидів

***Анотація**. Представлені результати зміни основних показників якості і відносної діелектричної проникливості моторних олив при експлуатації в двигуні. Встановлена кореляційна залежність між діелектричною проникливістю і деякими фізико-хімічними показниками якості олив.*

***Ключові слова:** експлуатація, моторна олива, автомобіль**,** показники якості*

Nahlyuk I.S. Estimation of quality of motor oils during exploitation heavy tippers

***Abstract.** The results of change of basic indexes of quality are presented and to the relative inductivity of motor oils at their exploitations are in an engine. Cross-correlation dependence is set between by inductivity and some physical and chemical indexes qualities of oils.*

***Keywords:** exploitation, motor oil, vehicle, indexes qualities*

Стаття надійшла до редакції 25.10.2014 р.

УДК 546.226´22, 621.6

СОБОЛЬ О.В., к.х.н., доцент,
Донбасская национальная академия строительства и архитектуры

РАЗРАБОТКА ТЕПЛОАККУМУЛИРУЮЩИХ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ КРИСТАЛЛОГИДРАТОВ СОЛЕЙ НАТРИЯ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В статье обосновано использование низкотемпературных теплоаккумулирующих материалов для ускоренного охлаждения кабины (салона) транспортного средства. Методами термического анализа были изучены переохлаждения в смесях кристаллогидратов пентагидрата тиосульфата натрия ($Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$), декагидрата сульфата натрия ($Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$) и гептагидрата сульфита натрия ($Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$) для установления составов, наиболее всего удовлетворяющих требованиям, предъявляемым к ТАМ.
Ключевые слова: *транспортное средство, салон, кабина, тепловые аккумуляторы фазового перехода, переохлаждение, кристаллогидраты солей натрия, диаграммы состояния*

Постановка проблемы

При эксплуатации колесных транспортных средств (ТС) в условиях высоких температур возникает проблема быстрого охлаждения и поддержания оптимальной температуры салона (кабины) ТС. В настоящее время разработаны и используются на транспорте системы тепловой подготовки как двигателя, так и ТС на основе различных теплоаккумулирующих материалов (ТАМ), обладающих фазовым переходом [1]. Эффективность использования ТС в условиях высоких температур существенно зависит от времени, затрачиваемого на комплекс вспомогательных операций, к которым относится ускоренная подготовка ТС для обеспечения и поддержания оптимальной температуры салона (кабины).

Микроклимат салона (кабины) ТС характеризуется температурой воздуха, его влажностью и скоростью движения. Температура воздуха в салоне (кабине) ТС должна быть в пределах +15...+25 °С, а наиболее благоприятная температура – от +18°С до +20 °С. Пониженная температура воздуха уменьшает скорость и точность движений, а работа при повышенной температуре быстрее утомляет водителя, снижает его внимание и увеличивает время реакции. Эффективной мерой снижения температуры воздуха при сильной жаре является вентиляция и конденсация салона (кабины) ТС [2].

Для устранения вышеуказанных проблем целесообразно пойти путем внедрения технологии аккумулирования теплоты в материалах на основе фазовых переходов типа плавления-кристаллизации. Применение разных ТАМ требует разработки надежных конструктивных решений, направленных на максимальное использование положительных качеств ТАМ и исключение их недостатков в первую очередь на мобильных колесных машинах и на стационарных энергетических установках [1].

При невысоких рабочих температурах (до 120 °С) для надежной работы двигателя и ТС достаточно эффективно используются кристаллогидраты неорганических солей и их смесей [3-6]. Однако подборка смесей зачастую носит интуитивный и случайный характер без научного обоснования.

В работе [7] предложена методология подбора составов смесей кристаллогидратов на основе построения и анализа равновесных и неравновесных диаграмм состояния для обеспечения

кристаллизации с малыми переохлаждениями в зависимости от концентрации компонентов и термической предыстории жидкой фазы.

Цель статьи

Целью данной работы является обоснование использования в качестве средства ускоренного охлаждения в системе прогрева салона (кабины) ТС низкотемпературных ТАМ на основе кристаллогидратов солей натрия и изучение методами термического анализа переохлаждений в смесях кристаллогидратов: пентагидрата тиосульфата натрия ($Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$), декагидрата сульфата натрия ($Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$) и гептагидрата сульфита натрия ($Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$) – для установления составов, наиболее удовлетворяющих требованиям, предъявляемым к низкотемпературным теплоаккумулирующим материалам.

Основной раздел

Требования к кабинам и рабочим местам операторов тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин, а также колесных транспортных средств приведены в [8].

Согласно [8] кабины должны быть оборудованы средствами нормализации микроклимата и системой, обеспечивающей при температуре –15°С устранение запотевания и обледенения стекол в зонах, которые очищаются стеклоочистителями. При установлении кондиционера в теплый период года температура воздуха в кабине не должна превышать 28°С, относительная влажность 60%, а при использовании других средств нормализации микроклимата +33 °С.

При установке воздухоочистителей в кабине температура воздуха не должна превышать: +28°С при наружной температуре 25°С; +31°С при температуре наружного воздуха +(25-30)°С; +33°С при наружной температуре свыше +30°С; при установке вентилятора температура воздуха не должна превышать температуру наружного воздуха более чем на 5°С. В холодный период года температура воздуха в кабинах машин не должна быть ниже +14°С при температуре наружного воздуха –(20 ± 1)°С. Перепад температуры воздуха в кабине между точками измерения на уровне головы и ног не должен превышать 4°С. Направление и скорость движения воздуха в кабине должны быть регулируемыми. Скорость движения воздуха в зоне дыхания оператора не должна превышать 1,5 м/с. Избыточное давление в кабине машины должно быть не менее 50 Па, но не более 200 Па. Система нормализации микроклимата должна обеспечить подачу в кабину не менее 43 м^3 в час очищенного наружного воздуха. Поэтому использование низкотемпературных ТАМ для ускоренного охлаждения кабины (салона) ТС является актуальным и перспективным направлением исследований.

Равновесные диаграммы состояния низкотемпературных систем ранее были построены нами в работах [9-11]. Они оказались диаграммами эвтектического типа с параметрами, приведенными в таблице 1.

Таблица 1

Эвтектики в системах кристаллогидратов солей натрия

№	Эвтектика	$T_Э$, °С	ΔT^-, °С
1	40% $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$+60% $Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$	–15	1–2
2	45% $Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$+ 55% $Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$	–8,0	8–9
3	50% $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$+ 50%$Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$	–15,0	4–5

Составы смесей кристаллогидратов $Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$, $Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$ и $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$ подбирали через каждые 10% второго компонента. Образцы готовили по стандартной методике [12-14]. Все образцы, имеющие одинаковые массы по 4 г, помещали в стеклянные пробирки, закрытые

специальными тампонами. Нагрев и охлаждение образцов проводили с помощью печи сопротивления в интервале температур от –23°С до +60°С. Для этого печь и образцы помещали в морозильную камеру BEKO FSE 1010, работающую при температуре –23°С. Скорость нагревания и охлаждения составляла 0,04 – 0,06 град/с. Температуру с помощью хромель-алюмелевой термопары записывали на диаграммную ленту потенциометра КСП-4 со шкалой на 2 mV. Все образцы нагревали и охлаждали с целью определения температур ликвидуса T_L, солидуса T_S, минимальной температуры $T_{\min}$ на момент начала кристаллизации и степени предкристаллизационного переохлаждения $\Delta T^- = T_L - T_{\min}$. Погрешность измерения температуры составляла 0,5 градуса. Изучено по три образца каждого состава, на каждом из которых проведено свыше десятка последовательных термоциклов нагревания и охлаждения. Разброс температур на основании многочисленных термоциклов составлял ±2°С. Выводы о надежности и достоверности полученных результатов основывались на совпадении реперных точек (температур плавления кристаллогидратов $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$, $Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$, $Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$) со справочными данными и многократной воспроизводимостью соответствующих экзо- и эндотермических эффектов при непрерывном термоциклировании.

По экспериментальным данным (табл. 2-4) воспроизведены соответствующие диаграммы состояния и построены графики зависимости средних переохлаждений от концентрации вторых компонент в системах $Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$ – $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$ (рис. 1), $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$ – $Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$ (рис. 2) и $Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$ – $Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$ (рис. 3).

По рисункам 1–3 видно, что по мере добавления второго компонента переохлаждения уменьшаются как с одной, так и с другой стороны по мере приближения к эвтектике.

Таблица 2

Экспериментальные средние значения температур ликвидус $<T_L>$, солидус $<T_S>$, минимальной предстартовой температуры кристаллизации $<T_{\min}>$, переохлаждения $<\Delta T^->$ относительно соответствующей температуры T_L в системе $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$ – $Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$

№ п/п	Весовой состав смесей кристаллогидратов, %		$<T_L>$, С	$<T_S>$, С	$<T_{\min}>$, С	$<\Delta T^->$, С
	$Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$	$Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$				
1	100	0	32,4	-15	8	
2	90	10	29	-14	5	24,0
3	75	25	18	-16	-1	19
4	65	35	10	-15	-5	15
5	60	40	7	-16	-7	14
6	55	45	3	-14	-4	7
7	50	50	-5	-17	-10	5
8	48	52	-8	-15	-12	4
9	40	60	-15	-15	-17	2
10	35	65	2	-14	-16	18
11	30	70	15	-15	-9	24
12	20	80	28	-16	-5	33
13	10	90	40	-15	-3	43
14	0	100	48,5	-15	4,5	44

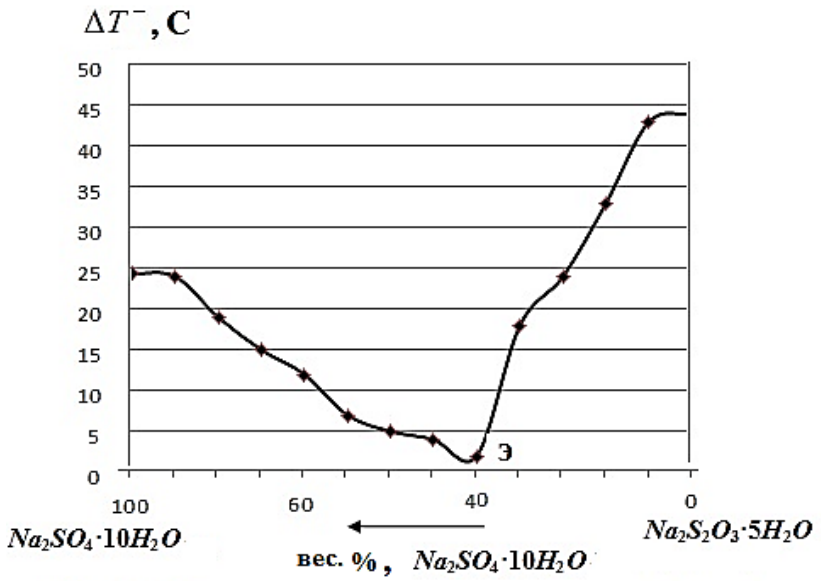


Рис. 1. Зависимость переохлаждений от концентраций компонентов в системе $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O - Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$.

Таблица 3

Экспериментальные средние значения температур ликвидус $<T_L>$, солидус $<T_S>$, минимальной предстартовой температуры кристаллизации $<T_{min}>$, переохлаждения $<\Delta T^->$ относительно соответствующих температур T_L в системе $Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O - Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$

№ п/п	Весовой состав смесей кристаллогидратов, %		$<T_L>$, C	$<T_S>$, C	$<T_{min}>$, C	$<\Delta T^->$, C
	$Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$	$Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$				
1	100	0	48,5	-17	4,5	44
2	90	10	46	-17	2	44
3	80	20	34	-17	1	33
4	70	30	30	-16	2	22
5	60	40	23	-17	2	21
6	50	50	-6	-18	-12	6
7	40	60	-15	-18	-18	3
8	30	70	0	-16	-12	12
9	20	80	25	-17	5	20
10	10	90	32	-16	6	23
11	0	100	33,5	-18	8	25,5

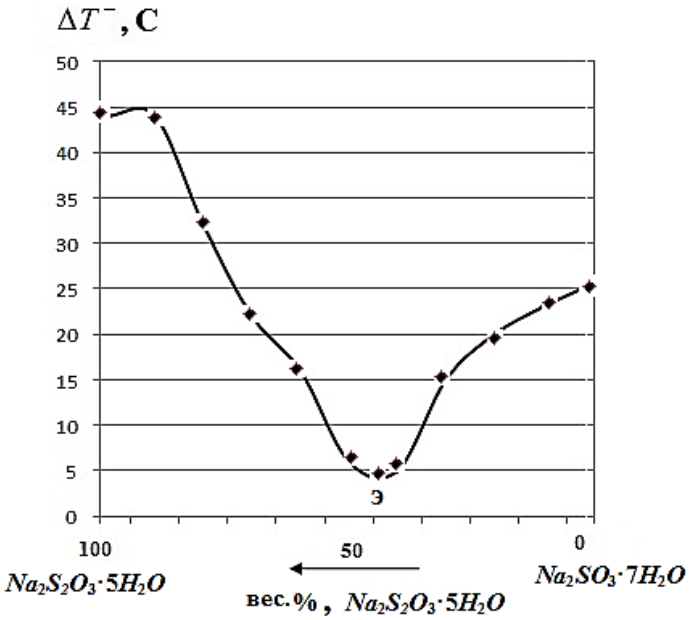


Рис. 2. Зависимость переохлаждений от концентраций компонентов в системе $Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$ – $Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$.

Таблица 4

Экспериментальные средние значения температур ликвидуса $<T_L>$, солидуса $<T_S>$, минимальной предстартовой температуры кристаллизации $<T_{min}>$, переохлаждения $<\Delta T^->$ относительно соответствующих температур T_L в системе $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$ – $Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$

№ п/п	Весовой состав смесей кристаллогидратов, %		$<T_L>$, C	$<T_{min}>$, C	$<T_S>$, C	$<\Delta T^->$, C
	$Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$	$Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$				
1	100	0	32,4	14	-8	18,4
2	90	10	29	15	-8	14
3	80	20	26	14	-9	12
4	70	30	24	14	-7	10
5	60	40	23	15	-8	8
6	50	50	23	14	-7	9
7	40	60	23	14	-8	9
8	30	70	24	15	-7	9
9	20	80	25	14	-9	11
10	10	90	29	14	-8	15
11	0	100	33,5	8	-8	25,5

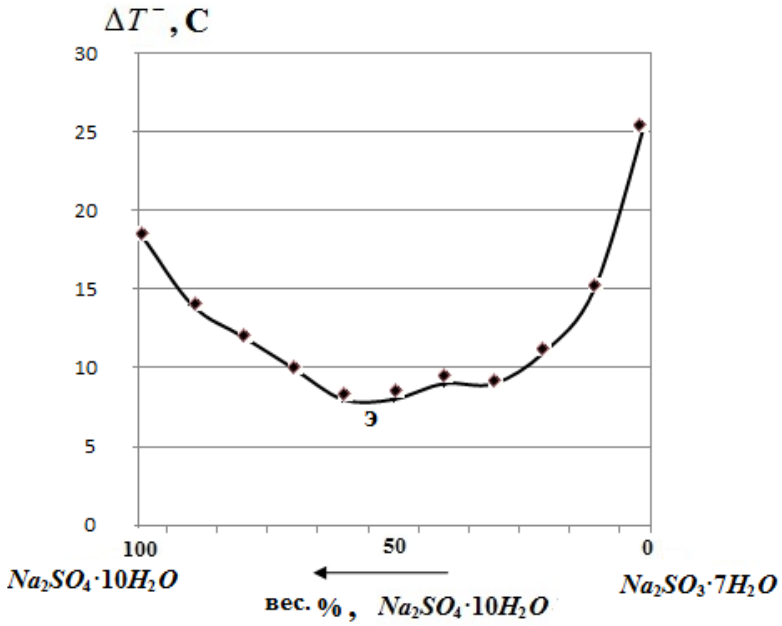


Рис. 3. Зависимость переохлаждений от концентраций компонентов в системе $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O - Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$.

Вывод

В данной работе обосновано использование низкотемпературных теплоаккумулирующих материалов для ускоренного охлаждения кабины (салона) транспортных средств, а также методами термического анализа изучены предкристаллизационные переохлаждения в смесях кристаллогидратов солей тиосульфата, сульфата и сульфита натрия. Установлено закономерное уменьшение переохлаждений по мере приближения составов к эвтектическим.

Эвтектические составы 40% $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$+60% $Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$ при температуре $T_Э$=-15°С, 45% $Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$+55% $Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$ при $T_Э$=-8°С и 50% $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$+ 50%$Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$ при $T_Э$=-15°С, можно рекомендовать в качестве теплоаккумулирующих материалов для использования в установках при эксплуатации колесных транспортных средств (ТС) в условиях высоких температур, когда возникает необходимость быстрого охлаждения и поддержания оптимальной температуры салона (кабины) ТС.

Список литературы

1. Гутаревич Ю.Ф., Александров В.Д., Грицук І.В. До вибору теплоакумулюючих матеріалів теплового акумулятора збереження теплового стану ДВЗ // Вісник Національного транспортного університету, №26. 2012. – С. 127-133.

2. Вимоги до робочого місця водія, мікроклімат кабіни. [Електронний ресурс] Режим доступу: http://ncpn.net.ua/vimogi-do-robochogo-mscya-vodya.html

3. Данилин В.Н. Теплоаккумулирующие материалы на основе высокомолекулярных соединений / В.Н. Данилин, С.Г. Шабалина // Физико-химический анализ свойств многокомпонентных систем. Электронный научно-технический журнал. Вып. I – 2003.

4. Мозговой А.Г. Теплофизические свойства теплоаккумулирующих материалов. Кристаллогидраты. М.: ИВТАН АН СССР, 1990. № 2 (82)

5. Бекман Г., Гилли П. Тепловое аккумулирование энергии: Перевод с англ. В.Я. Сидорова, Е.В. Сидорова. Под ред. В.М. Бродянского. – М.: Мир, 1987. – 272 с.

6. Левенберг В.А. Аккумулирование тепла / В.А. Левенберг, М.П. Ткач, В.А. Гольстрем. – Киев: Техника, 1991. – 112 с.

7. Пат. 80219 Україна, МПК (2006.01) С09К 5/06 Спосіб знаходження теплоакумулюючого матеріалу у вигляді суміші кристалогідратів на основі діаграм стану [Текст] / заявники Александров В.Д., Соболь О.В., Фролова С.О., власник патенту Донбаська національна академія будівництва і архітектури. – № u2012 08744, дата подання 16.07.2012, опубл. 27.05.2013, Бюл. № 10.

8. ГОСТ 12.2.120-88 ССБТ. Кабины и рабочие места операторов тракторов, самоходных строительно-дорожных машин, одноосных тягачей, карьерных самосвалов и самоходных сельскохозяйственных машин. Общие требования к безопасности.

9. Соболь О.В. Получение кристаллогидратов тиосульфата $Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$, сульфата $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$ и сульфита натрия $Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$ из водных растворов и их свойства [Текст] : дис. ... канд. хим. наук: 12. 03. 2011 / Соболь Оксана Викторовна – Донецк, 2011. – 161 с.

10. Александров В.Д., Соболь О.В. Построение диаграммы состояния кристаллогидратов $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$ - $Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$. / В.Д. Александров, О.В. Соболь // Украинский химический журнал. – 2010. Т. 76 № 4. – С. 21-24.

11. Гутаревич Ю.Ф., Александров В.Д., Грицук І.В. Теплові акумулятори фазового переходу для транспортних засобів: параметри робочих процесів систем / Ю.Ф. Гутаревич, В.Д. Александров, І.В. Грицук // Донецьк, «Ноулідж», 2014, 230 с.

12. Александров В.Д., Соболь О.В., Савенков Н.В. Исследования предкристаллизационных переохлаждений в системе вода – пентагидрат тиосульфата натрия // Физика и химия твердого тела. – Ивано-Франковск. – 2007. – №4. – С. 1-5.

13. Александров В.Д., Соболь О.В., Постников В.А. Исследования предкристаллизационных переохлаждений в системе вода – декагидрат сульфата натрия // Физика и химия твердого тела. – Ивано-Франковск – 2008. – № 6. – С. 1-5.

14. Александров В.Д., Соболь О.В. Исследование предкристаллизационных переохлаждений в системе вода-гептагидрат сульфита натрия. // Сборник статей Донецкого национ. техничного университета. – Серия: Химия и химическая технология. – Вып. 13 (152). – Донецк. – 2009. – С. 41-46.

Соболь О.В. Розробка теплоакумулюючих матеріалів на основі кристалогідратів солей натрію для використання в кліматичних установках транспортних засобів

Анотація. *У статті обґрунтоване використання низькотемпературних теплоакумулюючих матеріалів для прискореного охолодження кабіни (салону) транспортного засобу. Методами термічного аналізу були вивчені переохолодження в сумішах кристалогідратів пентагідрату тіосульфату натрію ($Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$), декагідрату сульфату натрію ($Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$) та гептагідрату сульфіту натрію ($Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$) для виявлення сполук, які найбільше відповідають вимогам, що висуваються до ТАМ.*

Ключові слова: *транспортний засіб, салон, кабіна, теплові акумулятори фазового переходу, переохолодження, кристалогідрати солей натрію, діаграми стану*

Sobol O.V. Development of heat-storage materials on the basis of crystal hydrates of sodium salts for use in vehicles climatic devices

Abstract. *In article use of low-temperature heat-retaining materials for the accelerated cooling of a cabin (salon) of the vehicle is proved. Methods of the thermal analysis studied overcoolings in mixes of crystalline hydrates of pentahydrate of thiosulphate of sodium ($Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$), a dekagidrate of sulfate of sodium ($Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$) and a geptagidrate of sulfite of sodium ($Na_2SO_3 \cdot 7H_2O$) for establishment of composition, most all meeting requirements imposed of heat-accumulating materials.*

Keywords: *vehicle, salon, cabin, thermal accumulators of phase transition, overcooling, crystalline hydrates of salts of sodium, chart of a state*

Стаття надійшла до редакції 09.11.2014 р.

УДК 629.113

ГРИЦУК И.В., к.т.н, доцент; ГУЩИН А.М., к.т.н, доцент;
Донецкий институт железнодорожного транспорта УкрГАЖТ;
КРАСНОКУТСКАЯ З.И., старший научный сотрудник,
Национальный транспортный университет;
МОМОТ М.С., асистент; УШАКОВ А.Л., инженер
Донецкая академия автомобильного транспорта

АНАЛИЗ ТРЕБОВАНИЙ К МИКРОКЛИМАТУ РАБОЧЕГО МЕСТА ВОДИТЕЛЯ КОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Проведен анализ требований государственных и международных нормативных документов к микроклимату салона (кабины) колесного транспортного средства. Установлены основные расхождения требований в государственных и международных нормативных документах, касающихся микроклимата транспортных средств.
Ключевые слова: *микроклимат, санитарные правила, комфортабельность, салон, стандарт, требование*

Постановка проблемы

Тепловая подготовка транспортных средств (ТС) в условиях холодного периода эксплуатации требует обеспечения своевременного выпуска ТС на линию, работоспособности энергетических установок и силовых агрегатов в пусковой период и создания соответствующих комфортных условий для водителя в период перехода от хранения до ввода ТС в эксплуатацию. Поэтому важным условием поддержания комфортных условий для водителя в холодный период эксплуатации ТС является создание оптимального микроклимата в салоне (кабине).

Микроклимат на рабочем месте водителя колесного транспортного средства является одной из важнейших составляющих единой задачи получения высокой производительности ТС. Под микроклиматом принято понимать совокупность физических свойств и химического состава воздушной среды, а также пыль и микроорганизмы. Наиболее важным параметром микроклимата является температура воздуха [1] в салоне (кабине) ТС. В отличие от температуры влажность воздуха имеет косвенное влияние на самочувствие людей.

Микроклимат в кабине зависит от особенностей систем отопления, вентиляции, а также ряда конструктивных параметров самого автомобиля (герметичность кабины (салона), расположение двигателя, его теплоизоляция, теплоемкость и теплопроводность материалов, степень остекления кабины). С целью выявления необходимых параметров, характеризующих комфортабельность работы водителя, особенно в предпусковой и послепусковой период, необходимо выполнить анализ требований государственных и международных нормативных документов к микроклимату салона (кабины) ТС.

Анализ последних исследований и публикаций

Анализом требований к климатическим системам колесных ТС и нормализации микроклимата ТС занимались Куликов Ю.А. [2], Хохряков В.П. [3], Грибниченко М.В. [4], Гухо В.Г. [5], Михайловский Е.В. [6], Матвеев Д.В. [7], Лукьяненко В.М. и Галич И.В. [8] и др. В работе [9] рассмотрено влияние неблагоприятного микроклимата на работоспособность водителя. Исследованиями Лобера Леру (Франция) [10] установлены комфортные температурные режимы для управления дорожными транспортными средствами. В работе Верещагина С.Б. [11] приведены результаты климатических испытаний, показывающие реальные условия работы водителей, проведён анализ температурного режима и влажности в кабине дорожных транспортных

средств. Палутиным Ю.И. [12] проведён анализ требований к системам вентиляции салона автобусов. С целью создания комфортного микроклимата кабин мобильных машин сельскохозяйственного назначения проведены исследования Тарасенко С.Е. [13] и Голубевой Ю.В. [14].

Однако, конструктивные решения оборудования ТС и салона (кабины) во времени изменяются. Изменяются также и требования к созданию микроклиматических условий внутри салона (кабины), что является одним из составляющих создания конкурентного ТС, отвечающего нормам государственных и международных стандартов в целом. Поэтому для проектирования средств обеспечения микроклимата, особенно на основе новых экологически чистых и ресурсосберегающих технологий и материалов, необходимо знание современных требований как государственных, так и международных нормативных документов, касающихся микроклимата рабочего места водителя ТС.

Цель статьи

Целью статьи является анализ норм и требований к температурно-влажностным характеристикам салона (кабины) транспортного средства. Исследования вопросов формирования комплексных систем комбинированного прогрева энергетических установок и средств транспорта на основе тепловых аккумуляторов (ТА) фазового перехода, в том числе и для обеспечения (поддержания) оптимальных климатических условий в кабине (салоне) ТС, проводятся в настоящее время в ДонИЖТ УкрГАЖТ совместно с НТУ (г. Киев) и ХНАДУ.

Основной раздел

Микроклимат на рабочем месте оператора мобильной техники определяется совокупностью физических параметров: температуры, скорости движения и влажности воздуха, температуры радиационного излучения, а также температуры внутренних ограждений кабины [14].

Проблема нормирования микроклимата кабин весьма специфична в связи с тем, что водитель ТС постоянно находится в сидячем положении – в кресле вблизи ограждений кабины (салона), из-за чего уменьшается его теплоотдача и изменяется рациональный обмен тепла. Водитель автомобиля подвергается воздействию перепадов температур при выходе из салона. Поскольку микроклиматические условия на рабочем месте водителя в значительной мере зависят от наружных метеорологических условий, большое значение имеют время года, климатическая зона, рельеф местности, категория дороги, качество организации движения и многие другие факторы [9, 10].

Влияние неблагоприятного микроклимата на работоспособность водителя достаточно полно представлено в [9]. К факторам такого влияния относят следующие:

– нагревающий микроклимат в кабине, тяжесть и напряженность труда, повышенный уровень шума и психоэмоциональное напряжение приводят к развитию астеновегетативного синдрома и снижению профессиональной работоспособности у водителей;

– при понижении температуры воздуха в кабине ниже 10°С повышается количество ошибок при вождении, снижаются скорость перцептивно-моторных реакций и функция внимания;

– неблагоприятный температурный режим в кабинах автомобилей как в теплое, так и в холодное время года приводит к снижению функции внимания у водителей: нагревающий микроклимат в кабине приводит к нарушению процесса терморегуляции организма водителя; в холодное время года часто наступает переохлаждение, преимущественно в начале смены.

Комфортные значения температуры и влажности воздуха, рекомендуемые разными исследователями, различны. Исследованиями [10] установлено, что для водителей автомобилей комфортными температурами являются: –15…18°С зимой; 20…24°С в переходный период; 24…28°С летом.

В требованиях к продукции, которая подлежит обязательной сертификации в Украине [15], отсутствуют единые требования к микроклимату салонов (кабин) дорожных ТС. Это, в первую очередь, потому, что в Украине отсутствуют стандарты, в которых регламентированы данные требования. Однако среди действующих в Украине стандартов [16], касающихся микроклимата рабочего места, необходимые требования приведены в межгосударственных стандартах [17, 18]. Требования стандарта [19] распространяются на воздух рабочей зоны предприятий народного хозяйства. То есть, указанные требования, которые распространяются на стационарные рабочие места, справедливы и для операторов (водителей) мобильных машин (ТС).

Требования к кабинам и рабочим местам операторов тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин приведены в [16]. Согласно [16] кабины должны быть оборудованы устройствами нормализации микроклимата и системой, которая обеспечивает и устраняет отпотевания и обледенения стекол в зонах, которые очищаются стеклоочистителями. При установлении кондиционера в теплый период года температура воздуха в кабине не должна превышать +28 °С, относительная влажность – 60%, а при использовании других средств нормализации микроклимата – +33 °С.

В холодный период года температура воздуха в кабине (салоне) машин (ТС) не должна быть ниже +14°С.

Анализируя приведенные значения температур, можно уверенно говорить, что оценка средств нормализации микроклимата в холодный период года осложняется специфическими требованиями к температуре в кабине (салоне) при определенных ее значениях для наружного воздуха. Подобные исследования для отрицательных температур проводятся либо в зимнее (холодное) время, либо с использованием специальных климатических камер [15].

Проведение испытаний микроклимата [20] включает в себя измерение температуры внешней среды, температуры двигателя (при необходимости), температуры отопителя и потока охлаждающей жидкости, температуры воздуха в кабине в определенных точках и скорости движения воздуха в определенных точках. Для оценки микроклимата в холодный период года трактор (машина) с остановленным двигателем должен быть выдержан при температуре – (20±1)°С не менее 10 ч. Этот период может быть уменьшен, если с помощью измерительного оборудования установлено, что система охлаждения и смазка стабилизировались при заданной температуре. Только тогда возможно запускать двигатель с помощью внешних средств. Запуск двигателя принимается как начало периода испытаний. В течение 5 мин. испытания частота вращения двигателя может соответствовать рекомендациям производителя для разогрева при запуске в холодное время года. После 5 мин. работы органы управления частотой вращения двигателя должны быть установлены в положение полной подачи топлива. Система обогрева должна быть отрегулирована на максимальную мощность.

В стандарте [21] приведены формулы расчета средней температуры внутренних поверхностей исследуемого ТС. Кроме того, в стандарте [22] установлены несколько иные требования. А именно:

– избыточное давление в кабине не должен быть ниже 50 Па и превышать 200 Па;

– должна быть обеспечена подача в кабину свежего воздуха – не менее 43 м^3;

– результаты измерения температуры в кабине не должны отличаться между собой более, чем на 5 °С;

– рекомендуется, чтобы максимальная скорость движения воздуха перед глазами оператора не превышала 0,3 м / с.

Кроме этого, санитарные правила по гигиене труда водителей автомобилей регламентируют требования к микроклимату и воздуху рабочей зоны [23]. Такие же нормы установлены в [24]. Санитарно-технические средства (вентиляция, отопление, теплоизоляция, кондиционирование) должны обеспечивать поддержание в кабине автомобиля оптимальных (таблица 1) или

допустимых (таблица. 2) параметров микроклимата не позднее чем через 30 мин. после начала непрерывного движения автомобиля с прогретым двигателем [23], [24].

Таблица 1

Оптимальные нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в кабинах автомобилей

Сезон года	Типы автомобилей	Температура воздуха, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с, не более
Холодный и переходный периоды года	Легковые	20 – 23	60-40	0,2
	Грузовые и автобусы	18 – 20	60-40	0,2
Теплый период года	Легковые	20 – 25	60-40	0,2
	Грузовые и автобусы	21 – 23	60-40	0,3

Таблица 2

Допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в кабинах автомобилей в холодный и переходный периоды года

Типы автомобилей	Температура воздуха, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с, не более
Легковые	19 – 25	75	0,2
Грузовые и автобусы	17 – 23	75	0,3

Перепад температуры воздуха по высоте кабины не должен превышать 3°С. При этом абсолютные величины температуры воздуха на разных уровнях кабины должны находиться в пределах величин при обеспечении оптимальных параметров микроклимата. Температура внутренних поверхностей кабины не должна отличаться от температуры воздуха в кабине более чем на 3°С.

Европейские производители транспорта для определения оптимальных показателей микроклимата салона автомобиля используют стандарты по вопросам эргономики тепловой внешней среды. Для нормирования используют следующие показатели: температуру воздуха, среднюю температуру излучения, скорость перемещения воздуха, теплоизоляцию одежды, выделения метаболического тепла, терморегуляцию организма, теплопередачу, уравнение теплового баланса и др. [19].

Ряд зарубежных производителей, для определения комфортных условий внутри салона проводит расчет тепловой нагрузки на работающего человека, основанный на показателе WBGT (Wet Body Global Temperature) [17], или аналитическое определение и интерпретацию комфортности теплового режима с использованием расчета показателей PMV и PPD и критериев локального теплового комфорта [18].

В частности, основываясь на положеннях [17], [18], концерн Volkswagen предложил оптимальные температурные параметры для осуществления поездки на автомобиле среднего класса на уровне различных частей тела водителя [25]. Рекомендуемые температуры в салоне автомобиля: в районе головы – 19 °С, в районе груди – 22 °С, в районе ног – 25 °С.

Существует оценка теплового комфорта с помощью обобщенного показателя «К», полученного по номограмме [26, 8]. Данный показатель характеризуется коэффициентом теплоотдачи за единицу времени с единицы поверхности элемента, температура которого поддерживается

близкой к температуре тела человека. Оценка комфортных условий в кабине может осуществляться не только по показателю «К», она может определяться также и по другим показателям, например, по температурно-влажностным индексам.

Выводы

Проведенный анализ требований нормативных документов к микроклимату рабочего места водителя колесного транспортного средства дает возможность сделать однозначный вывод, что единых требований в различных странах мира по этому вопросу не существует. Поэтому при использовании комплексных систем комбинированного прогрева с тепловыми аккумуляторами необходимо учитывать все нормативные требования зарубежных стандартов, а для импортной техники – требования страны-изготовителя.

Список литературы

1. Драганов Б.Х., Бессараб О.С., Долінський А.А. та ін. Теплотехніка: Підручник. 2-е вид., перероб. і доп. – К.: Фірма «ІНКОС», 2005. – 400 с.

2. Куліков Ю.А., Грибініченко М.В., Гончаров А.В. Системи охолодження, вентиляції та опалення автомобілів: Монографія. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля. – 2006. – 248 с.

3. Хохряков В.П. Вентиляция, отопление и обеспыливание воздуха в кабинах автомобилей: Монография. – М.: Машиностроение, 1987. – 149 с.

4. Грибініченко М.В. Удосконалення систем опалювання і вентиляції салону автомобілів ЗАЗ: Автореф. дис. … канд. техн. наук / ХНАДУ. – Харків, 2006. – 24 с.

5. Гухо В.Г. Аэродинамика автомобиля. – М.: Машиностроение, 1987. – 424 с.

6. Михайловский Е.В. Аэродинамика автомобиля. – М.: Машиностроение, 1973. – 224 с.

7. Матвеев Д.В. Разработка технологии расчета системы отопления и вентиляции легкового автомобиля: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. – Ижевск, 2006. – 123 с.

8. Лук'яненко В.М. Аналіз вимог до мікроклімату на робочому місці оператора мобільної сільськогосподарської техніки / В.М. Лук'яненко, І.В. Галич // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, випуск 93, «Механізація сільськогосподарського виробництва», Вісник ХНТУСГ, Випуск 93, Том 2, 2010. – С. 232-247.

9. Башкирёва А.С. Профилактика ускоренного старения работающих во вредных производственных условиях/ А.С. Башкирёва, С.С. Коновалов. – СПб: Издательство «Прайм-Еврознак», 2004. – 224 с.

10. Михайлов М.В. Микроклимат в кабинах мобильных машин/ Михайлов М.В., Гусева С.В. – М: Машиностроение, 1977. – 230 с.

11. Верещагин С.Б. Исследование климатических условий работы водителя. – М.: МАДИ (ГТУ), 2009.

12. Палутин Ю.И. Методические основы совершенствования параметров воздушной среды салонов автомобилей: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 Н. Новгород, 1997. – 327 с.

13. Тарасенко С.Е. Усовершенствование конструкции кабины с улучшением микроклимата для самоходной сельскохозяйственной техники: Дис. канд.техн. наук. – К., 2005. – 181 с.

14. Голубева Ю.В. Автоматизированные средства нормализации микроклимата в кабинах мобильных сельскохозяйственных агрегатов: Дис. канд. техн. наук: 05.20.01, 05.13.06. М. – 116 с.

15. http://gost.at.ua/

16. ГОСТ 12.2.120-88 ССБТ. Кабины и рабочие места операторов тракторов, самоходных строительно-дорожных машин, одноосных тягачей, карьерных самосвалов и самоходных сельскохозяйственных машин. Общие требования к безопасности.

17. ISO 7243:1989 Hot environments – Estimation of the heat stress on working man, based on the WBGT-index (wet bulb globe temperature).

18. ISO 7730:2005 Ergonomics of the thermal environment – Analytical determinationand interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria.

19. ГОСТ Р ИСО 11399-2007 Эргономика тепловой окружающей среды. Принципы и применение признанных международных стандартов.

20. ГОСТ 12.2.002.5-91 ССБТ. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Метод определения характеристик систем обогрева и микроклимата на рабочем месте оператора в холодный период года.

21. ГОСТ 12.2.002-91 ССБТ. Техника сельскохозяйственная. Методы оценки безопасности.

22. ГОСТ ИСО 14269-2-2003 Тракторы и самоходные машины для сельскохозяйственных работ и лесоводства. Окружающая среда рабочего места оператора. Часть 2. Метод испытаний и характеристики систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха (ISO 14269-2:1997, IDT).

23. СанПиН 4616-88. Санитарные правила по гигиене труда водителей автомобилей.

24. 11-10-94 Санитарные правила по гигиене труда водителей автомобилей. СанПиН, Издание официальное Министерство здравоохранения Республики Беларусь г. Минск, 1994 г.

25. http://центр-нэкст.рф/knigi/tehnicheskaya-literatura/59289-avtomobilnye-klimaticheskie-ustanovki-volkswagen.html

26. ISO/TS 14505-1:2007 Ergonomics of the thermal environment. Evaluation of thermal environments in vehicles. Part 1: Principles and methods for assessment of thermal stress.

Грицук І.В., Гущин А.М., Краснокутська З.І., Момот М.С., Ушаков А.Л. Аналіз вимог до мікроклімату робочого місця водія колісного транспортного засобу

Анотація: *Проведено аналіз вимог державних і міжнародних нормативних документів до мікроклімату салону (кабіни) колісного транспортного засобу. Встановлено основні розбіжності вимог у державних і міжнародних нормативних документах, що стосуються мікроклімату транспортних засобів.*

Ключові слова: *мікроклімат, санітарні правила, комфортабельність, салон, стандарт, вимога.*

Gritsuk I.V., Guschin A.M., Krasnokutska Z.I., Momot M.S., Ushakov A.L. Analysis of the requirements for the microclimate of the driver's seat of wheeled vehicles

Annotation: *The analysis of the requirements of national and international regulations for the microclimate of the cabin wheeled vehicle. The basic differences in the requirements of national and international regulations concerning the microclimate vehicles.*

Keywords: *microclimate, sanitary rules, comfort, the vehicle interior, a standard, requirement*

Стаття надійшла до редакції 24.10.2014 р.

УДК 629.4.018

ПРИЛЕПСКИЙ Ю.В., к. т. н., доцент,
Донецкий институт железнодорожного транспорта

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ БЛОКОВ СИСТЕМЫ РЕКУПЕРАЦИИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ НА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВАХ

На основании проведенных исследований показана возможность и целесообразность использования многоканальной схемы преобразователя электрической энергии в бортовых системах рекуперации транспортных средств.
***Ключевые слова**: система рекуперации, энергия электрическая, преобразователь, магнитопровод ферритный*

Постановка проблемы

В настоящее время наблюдается стабильный рост цен на энергоносители в связи со значительным их потреблением и истощением мировых запасов топлива. Все это в полной мере можно отнести к транспортным средствам, где рост цен на топливо существенно повышает долю транспортных затрат в себестоимости и цене конечного продукта. Попытки снизить затратную часть перевозок за счет перевода транспорта с автономными энергетическими установками на альтернативные виды топлива не обеспечивают должного эффекта из-за ограниченности потенциальных возможностей производства синтетических топлив, их относительно низкого энергосодержания и побочных нежелательных явлений при их сгорании в энергетических установках. Поэтому поиск путей снижения расхода топлива транспортными средствами в настоящее время весьма актуален.

Как показывает практика, наиболее реальный путь снижения себестоимости перевозок лежит в снижении удельных затрат топлива за счет совершенствования технологии смесеобразования и процессов сгорания топлива, снижения доли потерь в энергетическом балансе работы энергетической установки.

Характерным явлением эксплуатации транспортных средств является частая смена тяговых и тормозных режимов работы. Такая смена режимов предполагает значительные потери энергии при классическом торможении, когда кинетическая энергия движения преобразуется в тепловую и рассеивается в пространстве. В настоящее время ведутся работы по оснащению транспортных средств накопителями энергии различных типов, заряжаемых на тормозных режимах с последующим использованием накопленной энергии на тяговых режимах работы. Совершенствование и внедрение системы рекуперации энергии позволяет существенно сократить расход топлива и снизить себестоимость перевозок.

Цель работы

Исследовать возможность повышения надежности транспортных систем рекуперации энергии, позволяющих существенно снижать расход горючего в процессе эксплуатации транспортного средства

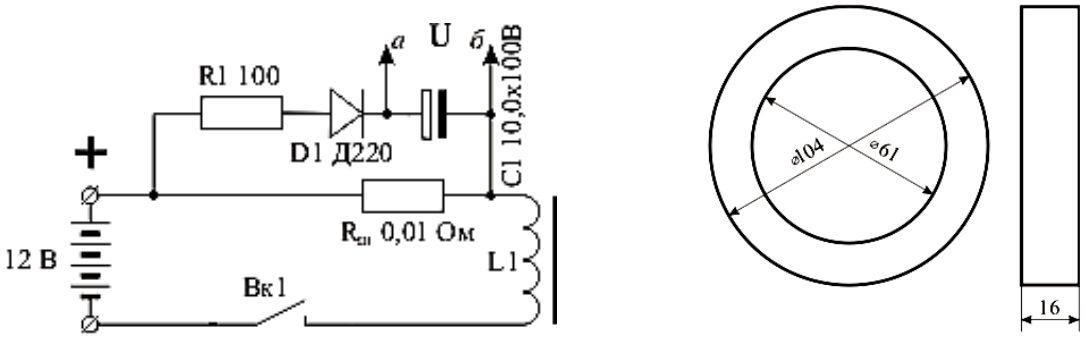
Исследовательская часть

Коллективом Донецкого института железнодорожного транспорта ведутся работы по совершенствованию процесса рекуперации с использованием накопителей электрической энергии конденсаторного типа. За основу взята схема накопления энергии в режиме электрического торможения, при котором тяговые электрические двигатели переключаются на генераторный ре-

жим работы, а тормозное усилие определяется силой тока от генератора к накопителю электрической энергии [1, 2]. Использование в такой схеме накопителей конденсаторного типа продиктовано их высокой удельной энергоемкостью; длительным гарантированным сроком эксплуатации, превышающим аналогичный показатель аккумуляторов в 3–4 раза; низким внутренним сопротивлением, что позволяет работать без существенного нагрева с токами в десятки тысяч ампер; простотой обслуживания. Единственным существенным недостатком накопителей конденсаторного типа является зависимость напряжения от уровня заряженности, что предъявляет повышенные требования к преобразователям электрической энергии по поддержанию определенной величины тока при постоянном изменении напряжения на накопителях и тяговых электрических двигателях (генераторах) как в режиме торможения, так и в режиме тяги [3].

В данной работе исследовалась возможность использования многоканальной схемы преобразователя электрической энергии вместо моноканальной. Необходимость такой замены продиктована следующими причинами. Как показали ранее проведенные исследования, наиболее приемлемым для преобразователей электрической энергии подобного типа является диапазон частот 20...60 кГц. Выбор такого диапазона частот позволяет существенно снизить вес и габариты преобразователя за счет использования ферритов в качестве магнитопровода силового трансформатора, повысить коэффициент полезного действия преобразователя до 80...90 %, вывести частоту упругих колебаний, возникающих вследствие магнитострикционного эффекта, за частотный диапазон восприятия органами слуха человека (дальнейшее повышение рабочей частоты преобразователя оказалось нецелесообразным из-за возрастания влияния емкости мощных полупроводниковых приборов и, как следствие, увеличения энергетических потерь).

Однако испытания, проведенные с использованием физической модели рекуперативной системы, выявили возможность выхода из строя цельного тороидального ферритного магнитопровода из-за значительных внутренних упругих напряжений, формируемых магнитострикционным эффектом от магнитного потока. Для проверки возможности возникновения данного негативного явления были проведены дополнительные стендовые испытания. Принципиальная схема электрической части стенда представлена на рис. 1, а.



а) *б)*

Рис.1. Схема электрической части стенда:
(а) испытания ферритного магнитопровода, (б) катушки L1

Основой испытательного стенда является источник постоянного тока – свинцово-кислотная аккумуляторная батарея (АКБ) 6СТ60, способная кратковременно обеспечить токи в сотни ампер. К батарее через рубильник Вк1 примерно на 1 секунду подключается обмотка L испытуемого ферритного магнитопровода. Максимальную величину тока оценивали по падению напряжения на резисторе $R_Ш$ в точках *а* и *б*. Процесс включения и выключения повторяли 10 раз с промежуточным зарядом батареи АКБ. После проведения испытаний проверяли состояние ферритного магнитопровода.

В качестве испытуемого магнитопровода использовали два склеенных параллельно феррита 2000НМ тороидальной формы (см. рисунок 1, б) с суммарной площадью сечения магнитопровода 688 мм^2, что должно обеспечить габаритную мощность 68 кВт на частоте 50 кГц. Обмотка L формировалась многожильным изолированным медным проводом суммарным сечением 36 мм^2. На поверхности магнитопровода была сформирована обмотка L в 21 виток. В ходе стендовых испытаний величина максимального тока через обмотку L изменялась в пределах 673 – 711 А. Осмотр, проведенный после испытаний, выявил разрушение одного из магнитопроводов (см. рисунок 2), что подтвердило возможность выхода из строя импульсного трансформатора в условиях насыщения ферритного магнитопровода.

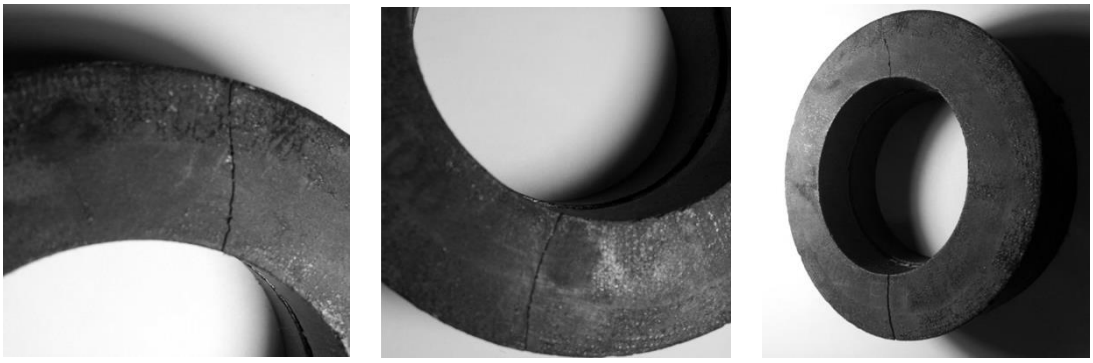


Рис. 2. Ферритный тороидальный магнитопровод, разрушенный магнитострикционным эффектом

На основе результатов стендовых испытаний в дальнейшем решено использовать вместо цельных наборные магнитопроводы, а преобразователь электрической энергии формировать многоканальным с определенным запасом по суммарной мощности каналов. Для определения возможности преобразования электрической энергии по параллельно работающим каналам с одного источника на один потребитель энергии решено опробовать 2 параллельных канала, собранных по идентичной принципиальной схеме. Выбор общей блок-схемы преобразователя осуществляли на основе анализа возможных структурных схем данного устройства, изображенных на рисунке 3.

Схема, изображенная на рисунке 3, а, предусматривает канальное разделение только импульсных трансформаторов, выпрямителей и сглаживающих фильтров, оставляя общими на оба канала генератор и силовой блок. Такая схема разделяет энергетический поток от силовой части преобразователя к потребителю электрической энергии, позволяет уменьшить единичную массу и габариты импульсных силовых трансформаторов Тр1 и Тр2, что существенно повышает их надежность. Однако такая схема не в состоянии учесть индивидуальные характеристики импульсных трансформаторов, поскольку характеристики ферритных магнитопроводов (особенно относительная магнитная проницаемость) имеют значительные отклонения от заявленных характеристик и даже их разбросы в пределах одной партии. Вследствие этого энергетическая нагрузка на каналы будет неоднородной, что потребует проектного дополнительного запаса по мощности. Кроме того, при выходе из строя (по различным причинам) одного из каналов, автоматически вывести его из эксплуатации практически невозможно.

В схеме, изображенной на рисунке 3, б, возможно предусмотреть автоматическое отключение одного из каналов при выходе его из строя по какой-либо причине. Это реализуется блокированием сигнального потока за счет установки усилителя ошибки на входе силового блока или в блоке гальванической развязки. Вместе с тем, автоматически поддерживать резонансные частоты работы каналов силового блока преобразователя данная схема не сможет из-за наличия в схеме только одного генератора колебаний, общего для всех каналов. В результате коэффици-

ент полезного действия каналов преобразователя будет изменяться в зависимости от величины энергетических показателей работы импульсных силовых трансформаторов.

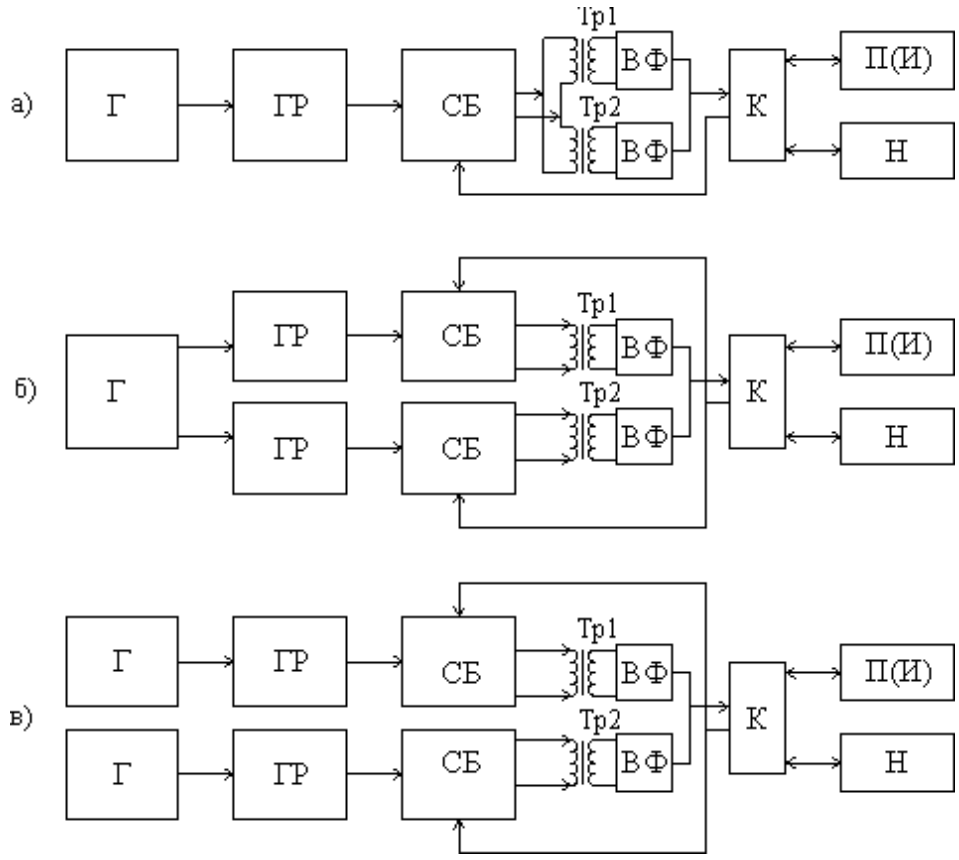


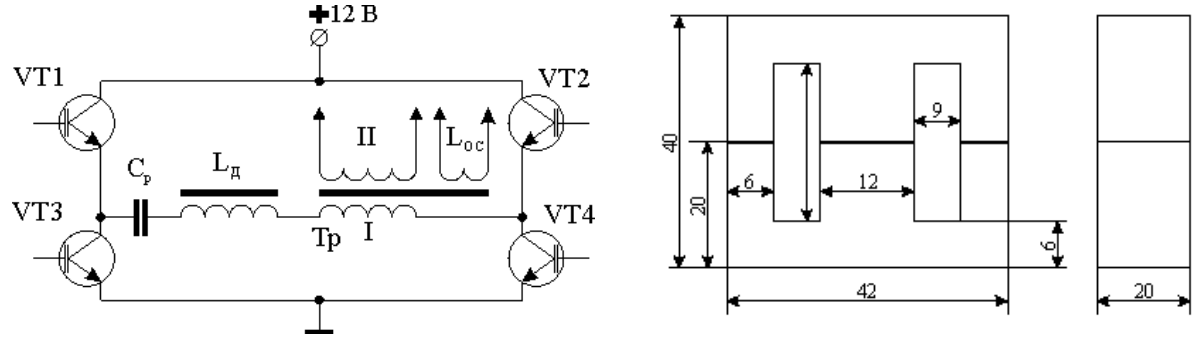
Рис. 3. Возможные структурные схемы формирования многоканального преобразователя электрической энергии рекуперативной установки

Использование схемы, изображенной на рисунке 3, в, позволяет реализовать автоматическую поканальную подстройку рабочей частоты каждого из силовых блоков и поддерживать работу каналов преобразователя в резонансном режиме. Это обеспечивает высокие значения коэффициента полезного действия каждого из каналов. При выходе из строя одного из каналов он легко может быть отключен прерыванием генерации импульсов в генераторе колебаний за счет встроенных в микросхему ШИМ-контроллера (1114ЕУ4, TL494) усилителей ошибки.

На основе проведенного анализа в качестве рабочей была принята схема, изображенная на рисунке 3, в. Такая схема более сложна и габаритна по сравнению с изображенными на рисунках 3, а и 3, б, но обладает существенными преимуществами: каналы преобразователя работают в резонансном режиме и обеспечивают высокие экономические показатели, в схеме силовых блоков используются коммутирующие элементы относительно малой мощности и стоимости (IGBT транзисторы) вместо дорогостоящих полупроводниковых модулей, при поломке одного из каналов он легко в автоматическом режиме может быть выведен из эксплуатации. Кроме того, при конструктивном обособлении каналов облегчается их замена на идентичный новый или ранее отремонтированный канал с последующим ремонтом и стендовой настройкой изъятого канала в специализированном отделении локомотивного депо.

На основе принятой структурной схемы были собраны два идентичных канала преобразователя с оконечными каскадами силового блока, работающими в резонансном режиме. Упрощенная принципиальная схема оконечного каскада приведена на рисунке 4, а. Первичная обмотка силового импульсного трансформатора Тр включена в последовательную резонансную цепь, образованную конденсатором Ср, первичной обмоткой трансформатора и дополнитель-

ной частотностабилизирующей индуктивностью Lд. Обмотка Loc силового импульсного трансформатора служит для реализации обратной связи и позволяет осуществлять автоматическое регулирование напряжения и автоматическую подстройку частоты генератора на резонансную частоту колебательного контура. Для испытаний в качестве магнитопровода импульсных силовых трансформаторов использовали Ш-образные ферриты марки 2000НМ, эскиз которых приведен на рисунке 4, б, габаритной мощностью 2,1 кВт на частоте 50 кГц. Силовые обмотки формировались медной лентой шириной 23 мм и толщиной 0,7 мм с межвитковой изоляцией из стеклоткани. Обмотка I содержит 6 витков, обмотка II – 9 витков. Обмотка L_{OC} содержит 5 витков провода ПЭЛ-0,3.



а) *б)*

Рис.4. Упрощенная принципиальная схема оконечного каскада преобразователя электрической энергии (а) и эскиз ферритного магнитопровода силового импульсного трансформатора Тр (б)

На рисунке 5 представлена принципиальная схема соединения каналов преобразователя в единую выходную цепь с единой нагрузкой.

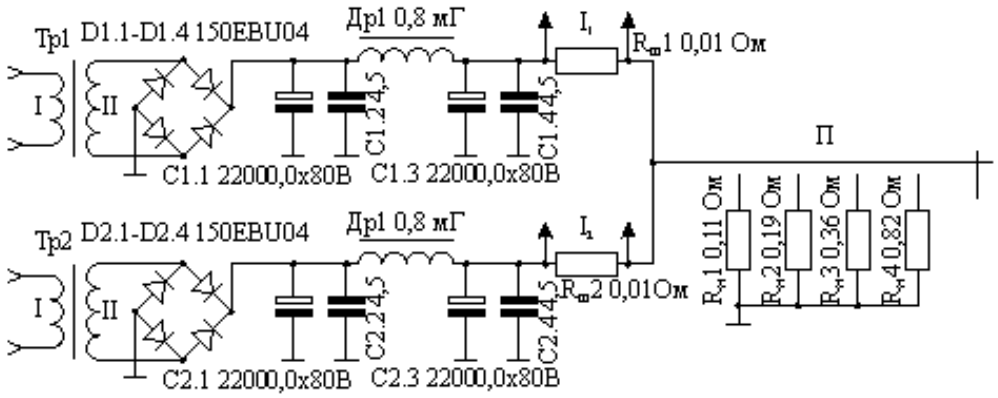


Рис. 5. Схема соединения каналов преобразователя в единую выходную цепь с единой нагрузкой

Напряжение на выходе силового блока поддерживалось постоянным на уровне 10 В за счет автоматического изменения скважности импульсов генератора. Величины токов каналов преобразователя определяли по падению напряжения на шунтах $R_{Ш}1$ и $R_{Ш}2$. Результаты замеров приведены в таблице 1.

Как следует из приведенных результатов, рассогласование величин тока по каналам довольно незначительно и имеет тенденцию к увеличению при повышении токовой нагрузки. Полученные значения подтверждают возможность использования многоканальных схем преобразователя в системе рекуперации электрической энергии.

Таблица 1

Результаты замеров электрических параметров по каналам преобразователя рекуперативной системы

Сопротивление нагрузки, $R_Н$, Ом	Значения замеров величин токов				
	I_1, А	I_2, А	ΔI, А	$I_{ср}$	$\Delta I / I_{ср}$
0,82	14,3	14,1	0,2	14,2	0,014
0,36	28,3	27,5	0,8	27,9	0,029
0,19	47,9	46,3	1,6	47,1	0,034
0,11	75,5	72,7	2,8	74,1	0,038

Выводы

1. Проведенные испытания цельного тороидального ферритного магнитопровода выявили возможность выхода его из строя в результате формирования поля упругих напряжений из-за магнитострикционного эффекта, что снижает надежность рекуперативной системы в процессе эксплуатации транспортного средства.

2. Анализ возможных схем формирования энергетических потоков по параллельным каналам преобразователя электрической энергии показал целесообразность полного разделения управляющей и силовой части, начиная от единого источника энергии до единого ее потребителя.

3. Испытания совместной работы параллельных каналов преобразователя на единую нагрузку показали практически полную сходимость электрических параметров при различных величинах нагрузки. Это подтвердило возможность параллельной работы автономных преобразовательных блоков системы рекуперации электрической энергии.

4. Разделение энергетических потоков по параллельным каналам преобразователя снижает единичную мощность компонентов электронных схем, позволяет автоматически выводить из строя поврежденный канал с равномерным перераспределением токовых нагрузок по оставшимся каналам, повышает технологичность ремонта рекуперативной системы за счет быстрой замены поврежденного канала на идентичный новый или ранее отремонтированный.

Список литературы

1. Черняк Ю. В. Фізична модель рекуперативної системи маневрового тепловозу / Ю. В. Черняк, Ю. В. Прилепський, І. В. Грицук. – Донецьк: ДонІЗТ, 2010. – 196 с.: [іл. 131, табл. 38]. ISBN 978-966-8707-28-5.

2. Прилепський Ю. В. Дослідження зміни параметрів фізичної моделі рекуперативної системи маневрового тепловозу з електричною передачею від напруги живлення силової частини // Збірник наукових праць ДонІЗТ № 35, 2013. – С. 73-77.

3. Варакин А. И., Варакин И. Н., Менухов В. В. Применение электрохимических конденсаторов в составе гибридных силовых установок маневровых и магистральных тепловозов // НТТ, 2007, № 2.

Прилепський Ю.В. Дослідження можливості паралельної роботи перетворювальних блоків системи рекуперації електричної енергії на транспортних засобах

Анотація. *На підставі проведених досліджень показані можливість і доцільність використання багатоканальної схеми перетворювача електричної енергії в бортових системах рекуперації транспортних засобів.*

Ключові слова: *система рекуперації, енергія електрична, перетворювач, магнітопровід феритний*

Prylepskyi Yu.V. Investigation of the possibility of parallel operation units conversion of electrical energy recovery systems in vehicles

Abstract*. On the basis of these studies show the possibility and feasibility of using multi-electricity converter circuit board recovery systems in vehicles.*

Keywords*: system recovery, electric power, transformer, magnetic ferrite*

Стаття надійшла до редакції 14.10.2014 р.

УДК 629.113

КОСЕНКО Е.Е. [1]***, к.т.н., доцент; КОСЕНКО В.В.*** [1]***, к.т.н., доцент;***
ЧЕРПАКОВ А.В. [1,2]***, к.т.н., доцент; МЕЩЕРЯКОВ В.М.*** [1]***, к.т.н., профессор;***
ЕГОРОЧКИН А.О. [1,3]***, инженер***
[1]***Ростовский государственный строительный университет, г. Ростов-на-Дону, Россия***
[2] ***Южный федеральный университет, г. Ростов-на-Дону, Россия***
[3] ***СУ ЮжОргЭнергоГаз, г. Ростов-на-Дону, Россия***

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТА РАМНОЙ КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЯ В КЭ КОМПЛЕКСЕ ANSYS

Обоснована необходимость применения компьютерного моделирования для оценки напряженного состояния элементов с повреждениями в конструкции автомобиля. На основе моделирования в конечно-элементном комплексе Ansys построена упрощенная модель балочного элемента как части составной конструкции автомобильной рамы. Балочный элемент имеет двусторонние дефекты в виде трещин определенных размеров. При упрощенном моделировании отбрасывается не рассматриваемая конструкция рамы; в рассматриваемом, моделируемом балочном элементе производится жесткая фиксация перемещений в концевых точках. Проведен статический расчет прогиба трехмерной модели балочного элемента, в результате которого определено напряженное состояние рассматриваемого элемента при действующих нагрузках.
Ключевые слова: *Автотранспортная техника, рамная конструкция автомобиля, балочный элемент, повреждение, КЭ моделирование, напряженно-деформированное состояние*

Постановка проблемы

Автотранспортная техника (АТТ), как известно, составляет материальную основу экономики перевозок народнохозяйственных грузов и пассажиров. В настоящее время на укомплектование автотранспортных предприятий поступает современная, надежная, но в то же время более сложная и высокотехнологичная техника. Ее состояние и готовность находятся в прямой зависимости от организации процесса эксплуатации, как стадии жизненного цикла АТТ с момента принятия его автотранспортным предприятием или ремонтным органом. В соответствии с нормативно-технической документацией эта стадия жизненного цикла подразделяется на этапы эксплуатации: ввод в эксплуатацию, приведение в установленную степень готовности к применению по назначению, поддержание в постоянной исправности и готовности к применению, применение по назначению и снятие с эксплуатации.

Анализ последних исследований и публикаций

Рамная конструкция как несущий скелет машины является ее важным несущим элементом. Нагрузки, возникающие от перемещения автомобиля, воспринимаются рамой при его движении и могут в зависимости от типа местности и скорости автомобиля в различной степени влиять на его напряженное состояние. Вследствие того, что рамная конструкция автомобиля предполагает крепление узлов и различных агрегатов, к ней могут предъявляться дополнительные требования [1]. Расчёт рам на прочность является достаточно актуальной задачей при проектировании машин различного назначения. Актуальность исследований в области расчета машин состоит в том, что внешние нагрузки, действующие на конструкцию, переменны во времени и прилагаются с определенной частотой, зависящей от скорости движения, фактической нагрузки, состояния дороги и от многих других факторов. При этом во время эксплуатации возможны резонансные явления, которые могут привести к высоким по отношению к номиналу напряжениям. Пе-

ременный характер рассматриваемых нагрузок ведет к периодическому изменению напряжения, что, в свою очередь, способствует возникновению усталостных трещин, рост и развитие которых может вызвать усталостное разрушение. Для анализа этих факторов могут применяться различные методы [2]. При моделировании обычно динамические параметры учитываются лишь в виде дополнительных коэффициентов запаса прочности и ограничиваются лишь статическими расчетами на прочность при различных видах нагружения.

Направлением развития расчетных методов является совершенствование методики расчетов на прочность и жесткость рамных конструкций автомобиля, основанное на применении достаточно богатых в возможностях моделирования комплексов, примером которых является комплекс конечно-элементного моделирования Ansys [3].

Примеры исследований при моделировании стержневых конструкций с дефектами могут быть представлены в работах [4, 5, 6]. Моделирование может быть рассмотрено на различных уровнях: моделирование стержневых одномерных элементов, моделирование плоских элементов конструкций и трехмерное моделирование. Преимуществом последнего является детальный учет и составление элементов модели и различных несимметричных и дефектных элементов конструкции машины, а также более точное представление результатов расчета при моделировании.

В качестве частных задач при моделировании рассматриваются: разработка упрощенной модельной схемы элемента рамы с наличием двустороннего дефекта методом конечных элементов (МКЭ); на первом этапе исследуется напряженно-деформированное состояние (НДС) балочного элемента при статическом нагружении, деформация изгиба рамы от внешней нагрузки

Цель статьи

Целями статьи являются исследование напряженного состояния балочного элемента рамной конструкции автомобиля с различными трещиноподобными повреждениями, локализованными в одном месте.

Основной материал

При моделировании часть рамной конструкции в качестве упрощенной модели может быть представлена в виде балки, фиксированной на концах. Балочный элемент с повреждениями в виде трещин определенной ширины, согласно схеме, представлен на рис. 1. Балочный элемент имел габариты: $L \cdot h \cdot a = 1,0 \cdot 0,050 \cdot 0,020\,(\text{м}^3)$. Повреждение в виде трещин располагается в сечении $L_d = 0,35$м. Ширина трещиноподобного повреждения принималась равной b =1мм, данное представление может быть основано на процессе коррозии на поверхностях трещины. Основная ось дефекта перпендикулярна основной оси балки. Верхняя трещина имела глубину $h_1 = 0,05h$, нижняя $h_2 = 0,4h$.

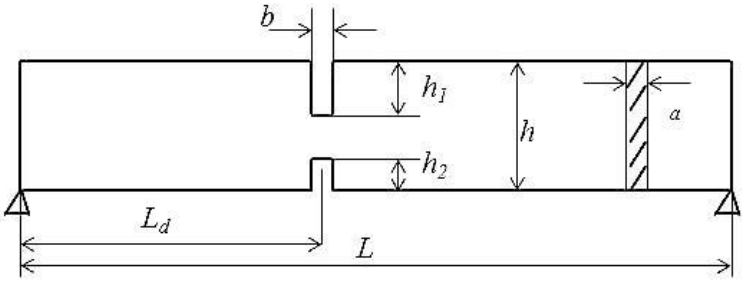


Рис. 1. Схема балочного элемента рамной конструкции автомобиля с расположением трещин

Моделирование проводилось в КЭ комплексе *Ansys.* Рассматривалась полнотелая модель (3-х мерная) на основе применения *3D* элемента *Solid92*. Разбивка модели на узлы по длине производилась кратной 1/20 от длины стержня. По высоте и ширине стержня производилась разбивка на узлы, кратная 1/3 соответствующей грани. В месте моделирования повреждения конечно-элементная сетка сгущалась (рис. 2, б). В качестве прочностных параметров материала принимались свойства Ст3, и при моделировании задавались следующие свойства, эквивалентные натурной модели: модуль Юнга E =2,1 МПа; плотность ρ = 7700 кг/м^3 .

Нагрузка в виде силы F располагалась по центру балочного элемента и принималась равной

F= 300 Н

Моделирование состояло из следующих этапов: описание элементов, описание свойств материала, расстановка опорных точек балочного элемента, прорисовка базовых линий описываемого объекта исследований, разбиение линий на фиксированные участки, построение объемных элементов. Разбиение линий балочного элемента представлено на рис. 2. Узловое разбиение представлено на рис. 3. Финишная КЭ сетка соединенных элементов представлена на рис. 4. На рисунке также представлены граничные закрепления в опорных точках модели и нагрузка в виде силы и опорных реакций.

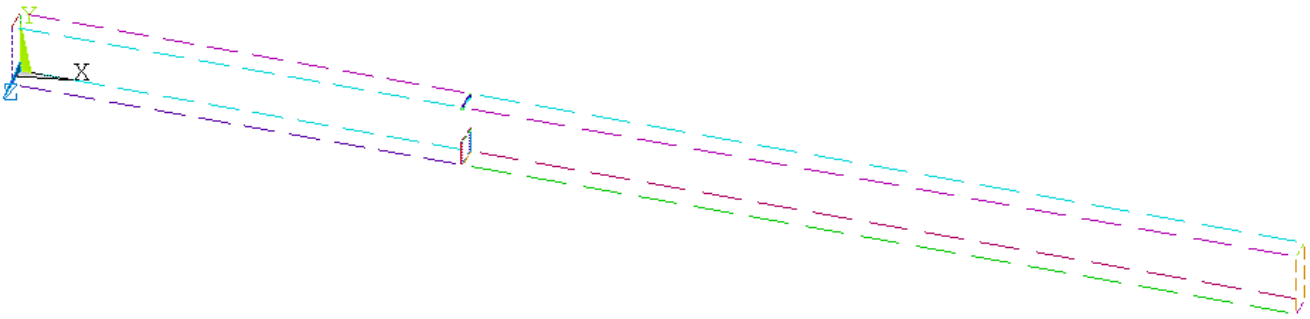


Рис. 2. Полинейное разбиение балочного элемента в КЭ комплексе Ansys

КЭ разбиение зоны вокруг дефектов показано на рис. 3. Разбиение выполнялось в виде сгущения элементов в околодефектной зоне.

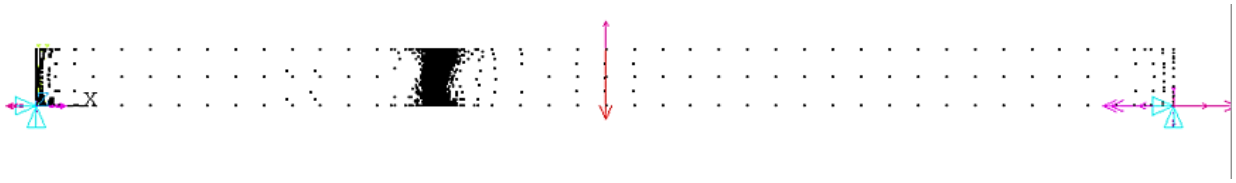


Рис. 3. Узловое разбиение балочного элемента в КЭ комплексе Ansys

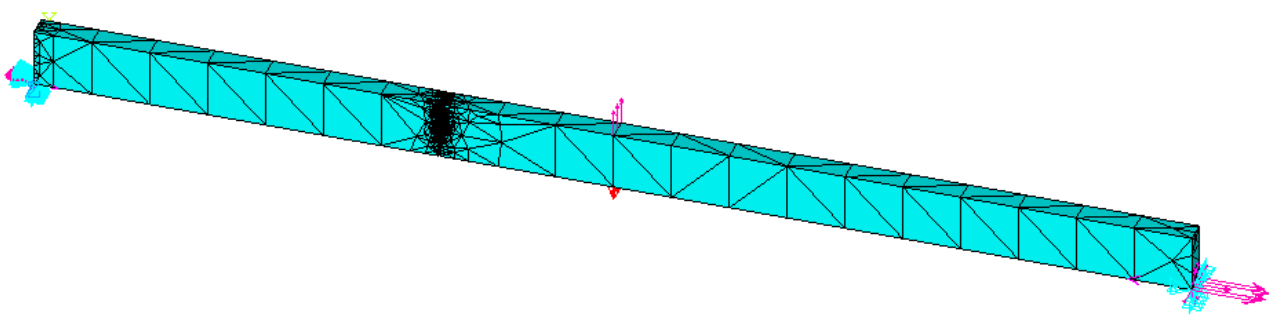


Рис.4. КЭ модель стержня с дефектами в КЭ комплексе Ansys

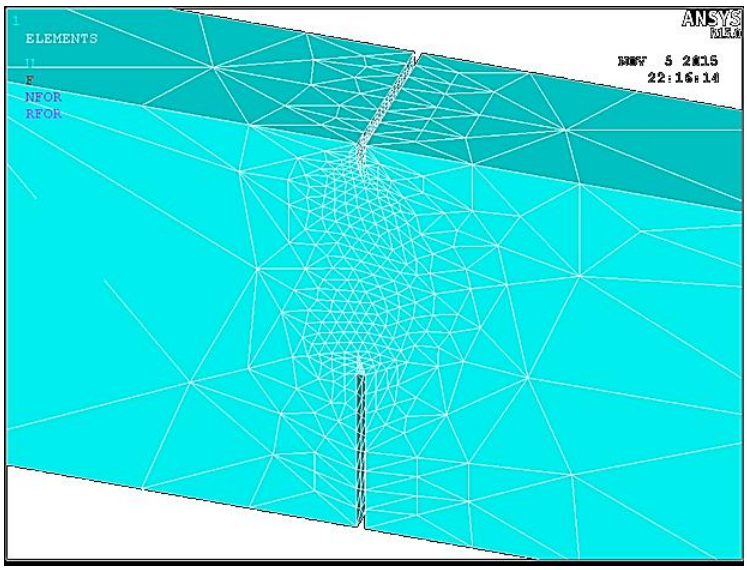


Рис. 5. КЭ модель разбиения в области расположения дефектов в виде двусторонней трещины

Результаты КЭ расчета

Проведен статический расчет прогиба трехмерной модели балочного элемента, а также напряженного состояния в поврежденной зоне. На рис. 6 представлены график распределения напряженного состояния по Мизесу в балочном элементе и распределение прогиба в вертикальном направлении (ось OY).

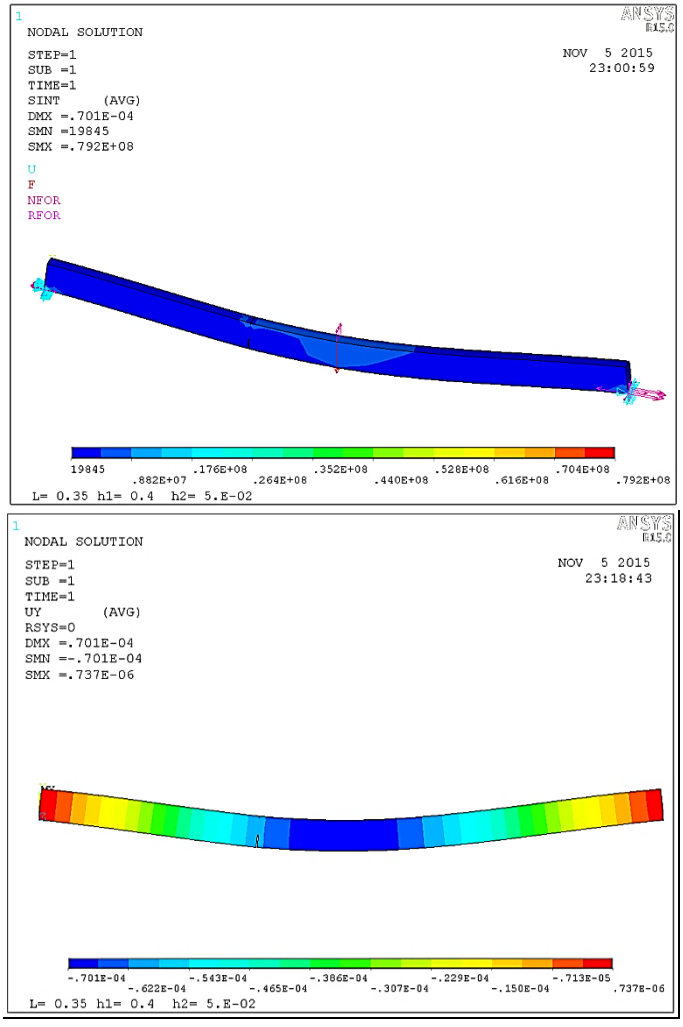


Рис. 6. Распределение напряженного состояния по длине балки и ее прогиб (по оси OY)

Анализ показывает, что напряжения в месте расположения дефекта достигают 0,264 МПа. В месте расположения максимального прогиба 0,08 МПа. Прогиб балочного элемента в месте нагружения силой составил: $0{,}701*10^{-4}$ м.

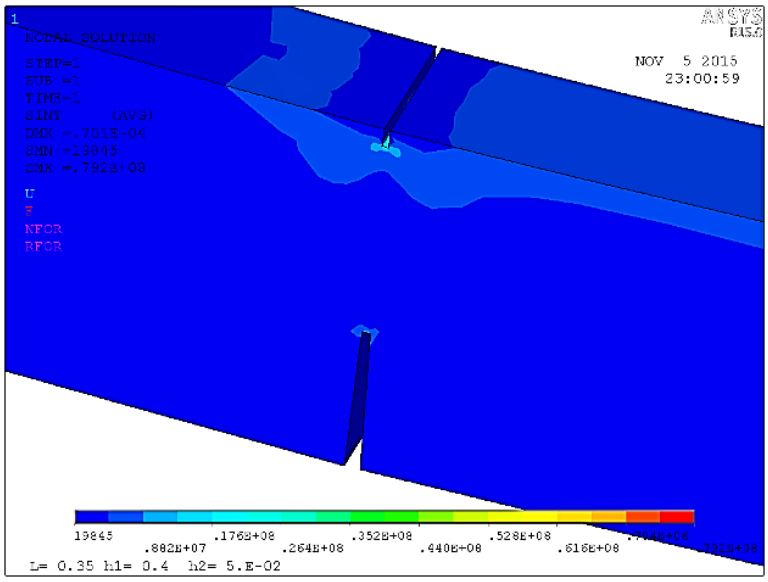


Рис. 7. Напряженное состояние в месте расположения повреждения

Выводы и перспективы дальнейших исследований

В результате проведенных расчетов исследовано напряженное состояние балочного элемента рамной конструкции автомобиля с различными повреждениями в виде надрезов, локализованных в одном месте с использованием КЭ комплекса Ansys.

Проведен статический расчет прогиба трехмерной модели балочного элемента, а также напряженного состояния в поврежденной зоне, в результате которого определено напряженное состояние рассматриваемого элемента при действующих нагрузках. Анализ напряженного состояния при расчете показывает, что напряжение в месте повреждения в 3.3 раза больше напряжения, возникшего в месте наибольшего прогиба и приложения нагрузки. Результаты проведенных расчетов наглядно представлены на графике распределения напряженного состояния по Мизесу в балочном элементе.

Перспективным направлением дальнейших исследований является проведение численных модельных экспериментов и построение упрощенных схем расчетов элементов автомобиля.

Данная работа выполнена при частичном финансировании Южного федерального университета (проект № 213.01.-2014 / 03ВГ), а также внутренних проектов Ростовского государственного строительного университета.

Список литературы

1. Проскуряков В.Б. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин. – Л.: Машиностроение, 1972. – 232 с.

2. Шермухамедов А.А., Усманов И.И., Салимджанов Р.Т., Тогаев А.А. Методы расчета и испытания автотракторных прицепов отечественного производства. – Т., 2012. – 132 с.

3. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя / К.А. Басов. – Москва: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.: ил.

4. Косенко Е.Е., Косенко В.В., Черпаков А.В. Моделирование стержней с дефектами, имеющих различные виды закрепления // Инженерный вестник Дона. 2013. Т. 27. № 4. С. 272.

5. Черпаков А.В., Каюмов Р.А., Косенко Е.Е., Мухамедова И.З. Моделирование балки с дефектами конечно-элементным методом // Вестник Казанского технологического университета. 2014. Т. 17. № 10. С. 182-184.

6. Гриднев С.Ю., Будковой А.Н. Колебания балочных систем при переходных режимах движения одиночного автомобиля // Строительная механика и конструкции. 2013. Т. 1. № 6. С. 85-92.

Косенко Є.Є., Косенко В.В., Черпаков О.В., Мещеряков В.М., Єгорочкін О.О. Моделювання напруженого стану елементу рамної конструкції автомобіля в КЕ комплексі Ansys

Анотація. *Обґрунтовано необхідність застосування комп'ютерного моделювання для оцінки напруженого стану елементів з ушкодженнями в конструкції автомобіля. На основі моделювання в кінцево-елементному комплексі Ansys побудована спрощена модель балочного елемента як складової частини конструкції автомобільної рами. Балковий елемент має двосторонні дефекти у вигляді тріщин певних розмірів. При спрощеному моделюванні відкидається конструкція рами, що не розглядується; в розглянутому балочному елементі, що моделюється, проводиться жорстка фіксація переміщень в кінцевих точках. Проведено статичний розрахунок прогину тривимірної моделі балочного елемента, в результаті якого визначено напружений стан розглянутого елемента при діючих навантаженнях.*

Ключові слова: *автотранспортна техніка, рамна конструкція автомобіля, балковий елемент, пошкодження, КЕ моделювання, напружено-деформований стан*

Kosenko E.E., Kosenko V.V., Cherpakov A.V., Meshcheryakov V.M., Egorochkin A.O. Modeling of stress state of a frame structure of the vehicle in a complex FE Ansys

Abstract. *The necessity of the use of computer modeling to estimate the stress state elements with injuries in car design. On the basis of modeling in finite-element complex Ansys constructed a simplified model of the beam element as an integral part of the design of the automobile frame. The beam element has bilateral defects such as cracks certain size. In a simplified simulation discarded not considered frame design, in this, the simulated beam elements made rigid fixation of movement at the endpoints. An static calculation bending three-dimensional beam element models in which defined the state of stress of the element at operating loads.*

Keywords: *service vehicles, vehicle frame structure, beam element, damage, finite element modeling, the stress-strain state*

Стаття надійшла до редакції 22.10.2014 р.

УДК 625.032.821

БЕЛОГУРОВ Е.А., к.т.н., доцент,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ ДОРОЖНЫМ МЕТОДОМ

Представлены результаты сравнительного анализа теоретических и экспериментальных исследований силы аэродинамического сопротивления автомобиля при движении. В качестве метода исследования выбран дорожный метод. Рассмотрены различные факторы, влияющие на аэродинамику автомобиля.
Ключевые слова: *дорожный метод, время выбега, аэродинамика, коэффициент аэродинамического сопротивления, тяговый баланс.*

Постановка проблемы

Движение автомобиля обусловлено взаимодействием различных сил. Одни силы способствуют данному движению, другие противодействуют. Сила аэродинамического сопротивления является одной из основных сил, которая препятствует движению автомобиля. Характер её влияния на автомобиль неоднозначен и зависит от многих факторов. Ещё со времен первых автомобилей данному вопросу уделялось значительное внимание, и до сих пор идут споры о способах, методах определения данной силы, о влиянии того или иного фактора на значение, направление и величину результирующей силы данного сопротивления. Все крупнейшие автомобильные заводы-изготовители для изучения данного вопроса строят дорогостоящие лаборатории, в которых изучают аэродинамику автомобиля. Но даже значительные материальные затраты на лабораторное оборудование не дают точного ответа о силе аэродинамического сопротивления автомобиля на дороге, так как не могут полностью воссоздать реальную картину дорожного движения.

Анализ последних публикаций

Силу сопротивления воздуха принято рассчитывать по формуле

$$P_w = k \cdot F \cdot v^2 / 3,6^2, \quad (1)$$

где k – коэффициент обтекаемости $Н \cdot с^2 \cdot м^{-4}$,

k = 0,5 $C_X \rho_B$ (C_X – коэффициент аэродинамического сопротивления, ρ_B – плотность воздуха, $кг/м^3$);

F – лобовая площадь автомобиля, $м^2$.

Однако расчет по этой формуле дает расхождение с данными дорожных экспериментов, иногда весьма значительное [1, 2], причем наибольшее расхождение приходится на скорости выше 80…100 км/ч (рис. 1).

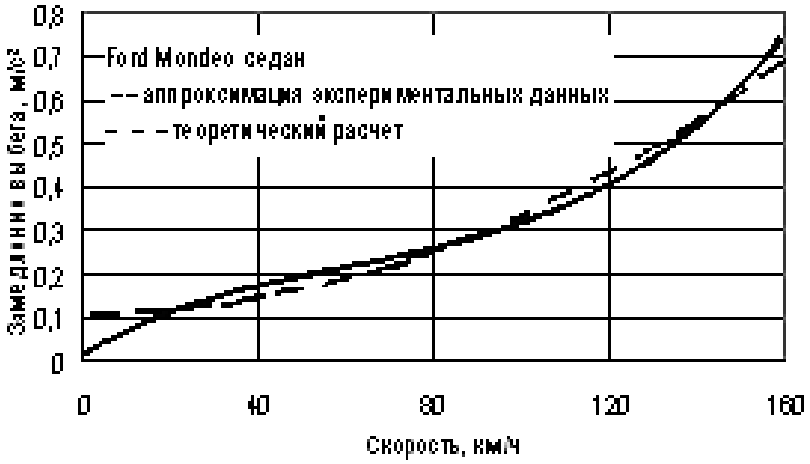


Рис. 1. Зависимость замедления выбега автомобиля от скорости [2]

Анализ этих расхождений [1] приводит к выводу, что наиболее вероятная причина – слишком упрощенная модель аэродинамического сопротивления. Рассмотрены две гипотезы: непостоянство C_x и непостоянство показателя степени при скорости «2». Выбор зависит от смысла, который вкладывается в коэффициент C_x.

Если C_x – постоянная характеристика данного объекта и определяется только его формой и состоянием поверхностей, то приходится принять гипотезу о непостоянстве показателя степени. В рассмотренном в [1] примере он варьирует от 1,95 до 2,1.

Если же C_x – это не присущая данному объекту характеристика, а просто результат математических действий и потому величина переменная, то ее значение меняется в пределах от 0,3 до 0,5. Это менее вероятно.

Более привлекателен первый вариант: он вносит определенность в понимание явления и требует меньшей изменчивости расчетного показателя. Кроме того, такой подход лучше отражает сложность картины в зоне перехода от ламинарного обтекания к турбулентному, где теория не дает надежных оценок.

Не удалось найти публикаций, подтверждающих или опровергающих эту гипотезу для автомобиля (кроме старых данных, рассмотренных в [1]). В других случаях, однако, это общепринятое мнение. Так, при расчете замедления пули в полете R [3] используется формула

$$R = A \cdot v^m, \tag{2}$$

где показатель степени m варьирует в зависимости от скорости от 1,5 до 3, причем для скоростей от 0 до 840 фут/с (т.е. 0…256 м/с) приводится среднее значение m=1,6.

Для артиллерийских снарядов считают, что сопротивление воздуха пропорционально первой степени лобовой площади снаряда и скорости в степени n, причем n варьирует от 1,55 до 5; баллистиков не смущает несогласованность размерности в этом случае.

Исследуя сопротивление воздуха на малых скоростях, С.А. Герасимов [4] получил показатель степени при скорости 5/2, а при лобовой площади – 5/4.

Итак, надо помнить, что формула (1) эмпирическая, а потому вполне доступна для уточнений, и не требовать от нее строгости закона природы, например, соблюдения правила размерности.

В работе [5] изучены на значительном числе примеров расхождения расчетных и экспериментальных сопротивлений движению (ΔF) и выведены эмпирические формулы поправок к стандартному расчету. Анализ факторов, вызывающих расхождения, не проводился.

Цель статьи

Цель исследования – повышение точности тягово-скоростных расчетов за счет совершенствования математических моделей сопротивления движению автомобиля. Для этого следует решить такие задачи:

1. выполнить теоретический расчёт силы аэродинамического сопротивления;

2. провести экспериментальные исследования на дороге в соответствии с теоретическими допущениями, которые были заложены при расчёте;

3. исследовать влияние открытых окон автомобиля на аэродинамику автомобиля, тем самым проверив чувствительность предложенной методики.

Основная часть

Для определения значений аэродинамического сопротивления были проведены экспериментальные исследования методом выбега по ровной дороге со скорости 130 км/ч до полной остановки.

Для проведения эксперимента была выбрана дорога М-29 (рис.2) сообщением Харьков – Симферополь, которая по своим параметрам соответствует условиям эксперимента. Для этого там имеется участок ровной дороги длиной 2,3 км с небольшим постоянным уклоном и низкой интенсивностью движения.



Рис.2. Участок дороги М-29

Перед проведением эксперимента была проведена соответствующая подготовка, а именно: проверено и доведено до нормы давление в шинах, обозначен автомобиль (рис.3) (чтобы предупредить других участников движения), определена температура воздуха (рис.4), направление и скорость ветра (рис.5), проведена градуировка спидометра (рис.6) и установлен фотоаппарат, фиксирующий выбег автомобиля по спидометру (рис.7).



Рис.3. Информационно-предупредительные таблички на автомобиле



Рис.4. Определение температуры воздуха



Рис.5. Определение направления и скорости ветра

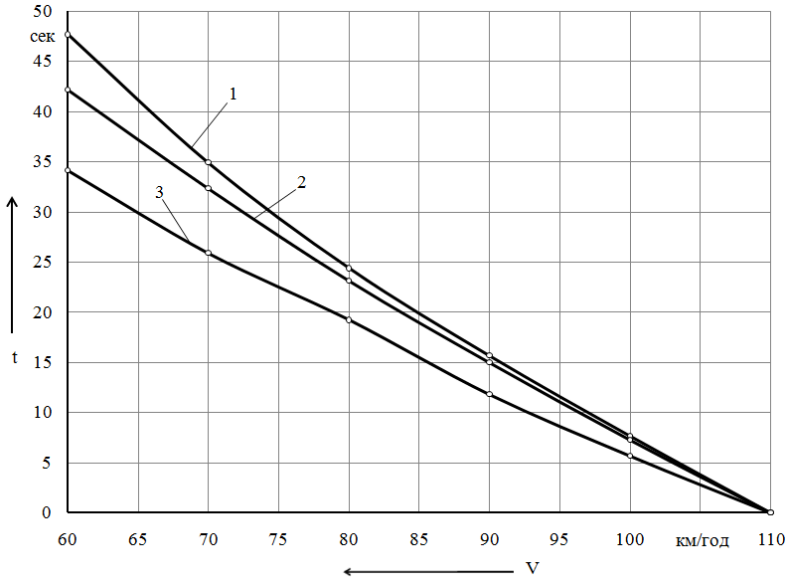


Рис.6. Градуировка спидометра с помощью GPS навигатора



Рис.7. Устройство видеофиксации на рулевом колесе

В дальнейшем результаты экспериментальных заездов были обработаны с помощью программы Virtual Dub и построены кривые выбега (рис.8).



1) 5 человек в машине; 2) 5 человек в машине и открытые окна; 3) 2 человека в машине

Рис. 8. Выбег автомобиля Chevrolet Lacetti

Как видно из диаграмм (рис. 8), выбег автомобиля, полностью загруженного, с закрытыми окнами, составляет 47,68 с, а выбег автомобиля с той же массой, но уже со всеми открытыми окнами составляет 42,15 с. Разница между ними составляет 13,11 %, что подтверждает общепринятую теорию – лучше ездить со включённым кондиционером, чем с открытыми окнами, так как потери будут меньше.

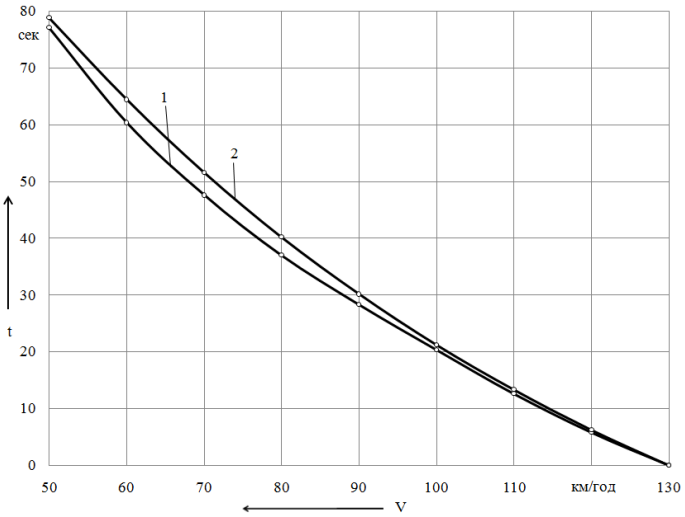
Потом было получено среднее замедление по формуле (3):

$$j = \frac{V_1 - V_2}{3,6 \cdot t} \tag{3}$$

Аппроксимируя кривые сопротивления качения для шин, установленных на экспериментальном автомобиле, удалось установить зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости (4):

$$f = \left(0,96191 \cdot 10^{-4} \cdot V^2 + 0,0060571 \cdot V + 13,2613\right) \cdot 10^{-3} \quad (4)$$

И в итоге расчётным методом удалось получить время выбега для экспериментального автомобиля. Для сравнения построены теоретическая и экспериментальная кривые времени выбега автомобиля (рис.9).



1) экспериментальное значение времени выбега, 2) расчётное время выбега

Рис.9. Время выбега автомобиля Chevrolet Lacceti

Разница времени выбега со скорости 130 км/ч до 50 км/ч составила 1,67 с, что не превышает 2%.

Выводы

1. Дорожные испытания для определения силы аэродинамического сопротивления методом выбега является самым простым и доступным методом.

2. При недостаточной длине горизонтального участка дороги проверку по времени выбега можно производить на меньших скоростях: от 80 или 70 км / ч до 50 или 40 км / ч, но не до полной остановки, чтобы избежать значительного разброса значений результатов.

3. В результате дорожных испытаний методом выбега было определено значение коэффициента аэродинамического сопротивления автомобиля Chevrolet Lacetti, которое составило Cx = 0,359, что на 6,33% больше, чем значение, заявленное заводом-производителем. Экспериментально подтверждены результаты известных исследований, которые заключаются в том, что значения коэффициента аэродинамического сопротивления, полученные при испытаниях в аэродинамической трубе, заявленные заводом-производителем, меньше на 5-10% аналогичных результатов, полученных в дорожных условиях.

4. С помощью полученных при эксперименте данных были рассчитаны значения сил аэродинамического сопротивления, действующих на автомобиль при разных скоростях. Также экспериментальным путем было определено, что время выбега автомобиля с открытыми окнами гораздо меньше времени выбега автомобиля с закрытыми окнами, а коэффициент аэродинамического сопротивления в среднем на 9,46% больше, что приведет к увеличению расхода топлива.

Список литературы

1. Рабинович Э.Х. Расчет коэффициентов сопротивлений движению автомобиля по пути выбега / Рабинович Э.Х., Волков В.П., Белогуров Е.А. // Вестник ХНАДУ. — 2009. — Вып. 44. — С.30–34.

2. Рабинович Э.Х. Сопротивления движению легкового автомобиля при выбеге / Рабинович Э.Х., Волков В.П., Белогуров Е.А. и др. // Автомобильный транспорт. — 2010. — вып. 26 — С. 53-58.

3. Зависимость баллистического коэффициента от формы пули / [Электронный ресурс]. Режим доступа к статье: http://www.ada.ru/guns/ballistic/bc/drag.htm

4. Герасимов С.А. Динамический режим аэродинамического сопротивления / С.А. Герасимов // Современные наукоемкие технологии. – 2007. – № 8 – С. 19-22.

5. Рабинович Э.Х. Возможное влияние колебаний на сопротивление движению легкового автомобиля при выбеге / Э.Х. Рабинович, А.В. Дитятьев, В.П. Волков, Е.А. Белогуров // Автомобильный транспорт. — Харьков, ХНАДУ. — 2010. — вып. 26. — с. 59-62.

Білогуров Є.О., Визначення сили аеродинамічного опору автомобіля дорожнім методом

Анотація. *Представлені результати порівняльного аналізу теоретичних і експериментальних досліджень сили аеродинамічного опору автомобіля при русі. В якості методу дослідження обрано дорожній метод. Розглянуто різні фактори, що впливають на аеродинаміку автомобіля.*

Ключові слова*. дорожній метод, час вибігу, аеродинаміка, коефіцієнт аеродинамічного опору, тяговий баланс.*

Bilogurov E.A., Certain forces of aerodynamic resistance road by car

Abstract. *The results of the comparative analysis of theoretical and experimental research of aerodynamic drag force a vehicle while driving. As a research method chosen method of travel. Various factors affecting the aerodynamics of the car.*

Keywords. *Road method, run-down time, aerodynamics, drag coefficient, the traction balance.*

Стаття надійшла до редакції 24.10.2014 р.

УДК 693.52

РЫБАЛКО Р.И., к.т.н., доцент,
Донбасская национальная академия строительства и архитектуры
ГУЩИН В.М., к.т.н., доцент,
Донбасская государственная машиностроительная академия

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗДУШНОЙ КЛАССИФИКАЦИИ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ В ПОМОЛЬНЫХ АГРЕГАТАХ СУХОГО ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ В ПРОЦЕССЕ СТРОИТЕЛЬСТВА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ

Приведены основные результаты экспериментальных исследований воздушной сепарации сыпучих материалов, применяемых в дорожном строительстве, в новом двухстадийном сепараторе на лабораторном стенде и опытных промышленных образцах. Проанализировано распределение поля скоростей воздушного потока при обтекании плоского экрана-отражателя. Исследовано влияние скорости двухфазного потока, конструктивных размеров решетки гашения крупномасштабных вихревых структур и границы разделения на эффективность сепарации. Определены основные аэродинамические параметры рассмотренной конструкции сепаратора, сделан вывод о его работоспособности
Ключевые слова: *сухие сыпучие материалы, классификация, сепаратор, воздушный поток*

Постановка проблемы

В процессе измельчения, в зависимости от технологии получения различных материалов, меняются задачи классификации, что необходимо учитывать при создании оборудования. До сегодняшнего дня еще не создана машина, которая бы обеспечивала на выходе из помольного агрегата материал с заданными размерами частиц. На практике всегда образуется часть материала, измельченного более тонко, чем требуется. Переизмельченный продукт обладает высокой поверхностной энергией, что приводит к налипанию на мелющие тела и агломерации. Эти явления снижают эффективность помола, поскольку демпфирование ударных воздействий предотвращает разрушение частиц. В связи с этим актуальной задачей является разработка нового высокоэффективного сепаратора в помольных агрегатах сухого измельчения [1].

Анализ последних исследований и публикаций

Одно из важных мест в технологии переработки полезных ископаемых и материалов для производства строительных смесей занимает воздушная классификация. На протяжении ряда последних лет к ней проявляется повышенный интерес, поскольку по сравнению с другими способами сортировки она проще и дешевле. Это процесс разделения, базирующийся на разнице физических свойств «размер-масса» и аэродинамических характеристик отдельных частиц. В качестве разделительной среды в этом случае используют воздух или горячие дымовые газы [2,3]. В основу теоретических подходов к воздушной классификации положены работы известных ученых Абрамовича Г.Н., Лойцянского Л.Г., Брэдшоу П., Бусройда Р., Гильберта Б., Гиневского А.С., Смолдырева А.Е., Островского Г.М. и др. Имеется достаточно большое количество конструктивных разновидностей оборудования воздушной сепарации сыпучих материалов, патентов и авторских свидетельств на него.

Работа воздушных классификаторов характеризуется низкой эффективностью сортировки и большой засоренностью фракций, а теоретические основы создания машин воздушной сортировки не учитывают структуру турбулентного двухфазного потока и специфику движения час-

тиц различной гранулометрии. И сегодня нет сепаратора, обеспечивающего резкую верхнюю границу тонкого продукта и отсутствие «влетающих» частиц. Создание оборудования, соответствующего предъявляемым к нему требованиям, возможно за счет принципиально новых технических решений. В силу этого альтернативным решением является разработка нового двухстадийного воздушного сепаратора. Выполненные теоретические исследования позволили определить его основные аэродинамические характеристики и механические параметры [4, 5].

Цель работы

Целью исследования является изучение процессов классификации сыпучих материалов в помольных агрегатах сухого измельчения и, на этой основе, разработка нового типа сепаратора повышенной эффективности с регулированием однородности фракционного состава материала действием турбулентности в зоне разделения [6].

Основной раздел

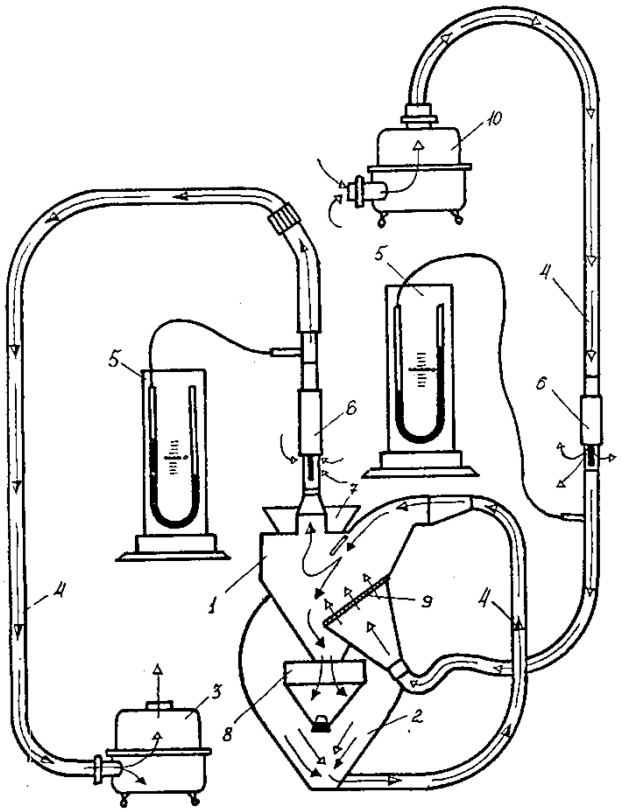
Для достижения поставленной цели решались следующие задачи: анализ взаимодействия рабочих органов машины с частицами материала; изучение механизма эволюции турбулентных структур двухфазных потоков; выявление зависимости взаимодействия воздушного потока с отдельными частицами измельчаемого материала; изучение характера распределения концентрации частиц разных фракций в зависимости от аэродинамических характеристик элементов машины; определение оптимальных конструктивных параметров решетки гашения крупномасштабных вихревых структур, экранов-отражателей крупных частиц и устройства удаления переизмельченных мелких фракций. Помимо постановки физического эксперимента, подтверждающего работоспособность предложенной конструкции машины, выполнена проверка адекватности разработанных математических моделей, достоверности основных теоретических положений и основных выводов работы.

Экспериментальные исследования проводились на лабораторной установке и промышленном оборудовании. Схема установки и фото оборудования представлены на рис. 1 и 2. На установке проводились исследования как для первой ступени классификатора, так и для второй. Для исследования первой ступени использовался материал (мергель, кварцит, гипс) с размерами частиц до 5 мм, для второй – до 0,5 мм. При моделировании первой ступени ставилась заглушка на решетку и воздух подавался в зону загрузки. При моделировании второй ступени снимался экран-отражатель и воздух подавался в зону разделения. Материал может подаваться в зону загрузки в трех вариантах: из бункера 7 – прямо в зону загрузки; из бункера 7 – в мельницу, а из нее – в зону загрузки; совместно в заданном соотношении из бункера 7 и из мельницы. Все материалы, взятые для постановки экспериментов, отвечали требованиям, предъявляемым соответствующими ГОСТами.

В технологических трактах частицы измельчаемого материала совершают сложное движение, поэтому на входе в первую ступень классификатора их скорость отличается от осредненной скорости воздуха на величину скорости витания этих частиц. Это объясняется малым временем транспортирования, которого недостаточно для выравнивания скоростей частиц различных фракций. Турбулентное двухфазное течение представляет собой сложную систему, поведение которой определяется взаимодействием многих факторов.

На частицу, движущуюся в турбулентном потоке воздуха, действуют силы сопротивления при стационарном обтекании Сафмена, Магнуса, Бассе, тяжести, турбофореза и другие. Степень влияния каждой из сил зависит от размеров частиц, концентрации воздуха в потоке и скорости движения. Распределение частиц на входе в первую ступень классификатора неравно-

мерно, что объясняется различной скоростью воздушного потока по сечению и действием эффекта Магнуса.



1 – зона резделения;
2 – зона загрузки (разгрузочная часть мельницы и подача материала из бункера 7);
3,10 – пневмоустановки; 4 – газоход; 5 – измерители давления;
6 – регуляторы давления; 7 – бункер загрузки; 8 – бункер осажденного материала;
9 – решетки; 11 – экран-отражатель

Рис. 1. Схема лабораторной установки

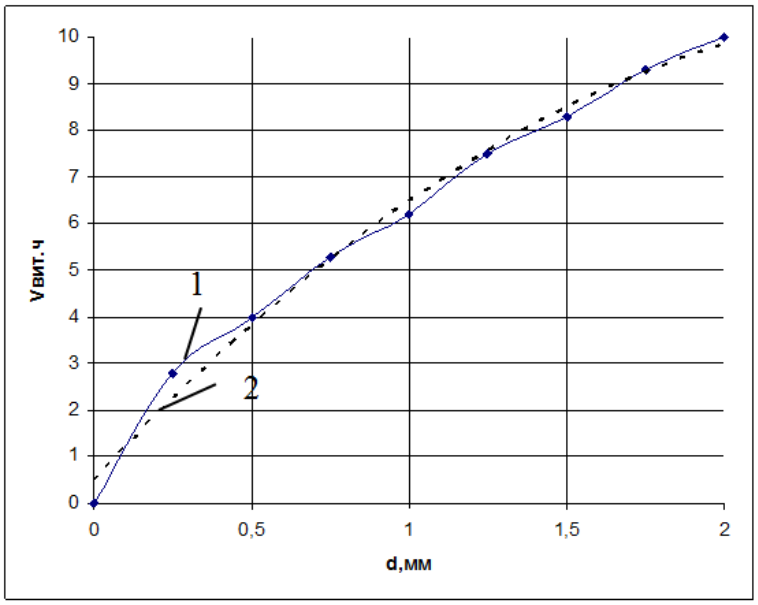


а) *б)*

а – первая ступень грубой классификации, б – вторая ступень тонкой классификации

Рис. 2. Оборудование для классификации материалов

Летящие в потоке воздуха частицы имеют различные диаметры, массу и скорости. Одной из обобщенных характеристик частиц материала применительно к условиям аэродинамических процессов является, как известно, скорость витания. В силу этого в работе в очередной раз исследована скорость витания частиц в зависимости от их диаметра (рис. 3).



1 – расчетные значения $v_{вит.ч}$ для экспериментальных значений ξ [109];
2 – полиномиальная аппроксимация

Рис. 3. Зависимость скорости витания $v_{вит.ч.}$ от диаметра частиц

Выполнено исследование распределения поля скоростей воздушного потока при обтекании плоского экрана-отражателя. Определялась скорость воздуха после удара транспортирующего воздуха об экран. Для определения скоростей воздушного потока в зоне разворота и на различных расстояниях от нее был изготовлен стенд, состоящий из металлической рамки, на которую натянуты струны. В зависимости от диапазона измеряемых скоростей к струнам крепились свободновисящие жестяные пластинки длиной 10-20 мм и шириной 3-5 мм или пластинки из фольги аналогичного размера.

Скорость воздуха определялась косвенно по углу отклонения пластинок, висящих на струне. Тарирование данного стенда осуществлялось с помощью анемометра У5 ГОСТ 6376-84.

Замеры проводились на высотах от 10 мм до 200 мм при различных расстояниях от места подачи воздуха до экрана, углах соударения потока воздуха с экраном и различной осредненной скорости воздуха на выходе из газохода. Экран прямоугольной формы со сторонами 400×300 мм. Сечение газохода квадратное, 150×150 мм. Для описания распределения скоростей на экране была введена декартова система координат с началом в точке пересечения диагоналей. Оси X и Y направлены вдоль экрана параллельно сторонам экрана, а ось H направлена перпендикулярно плоскости экрана.

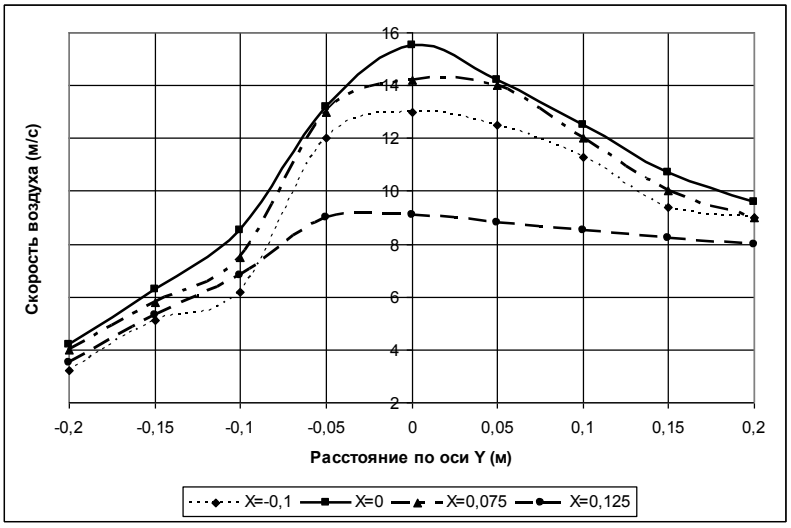
На рисунках 4а и 4б приведены графики изменения скоростей воздуха на расстоянии 0,15 м от экрана вдоль одной из координатных осей при фиксированном значении второй координаты.

Поток воздуха соударяется с экраном под углом с осью Y. Как видно из приведенных графиков, распределение скоростей симметрично относительно оси X и имеет асимметрию по оси Y. Все частицы диаметром менее 0,5 мм будут транспортироваться во вторую ступень классификатора.

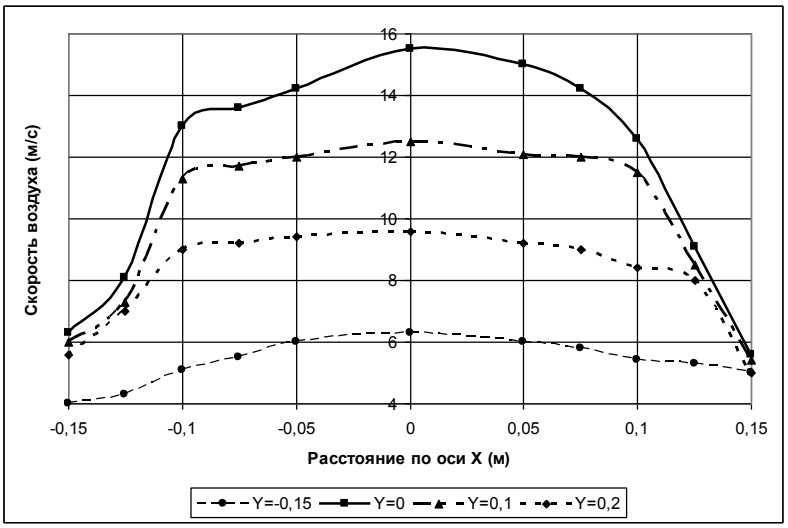
Основными факторами, влияющими на эффективность разделения в первой ступени классификатора, являются скорость воздушного потока и его направление. Причем направление можно изменять экраном.

Исследовано влияние скорости двухфазного потока, конструктивных размеров решетки гашения крупномасштабных вихревых структур и границы раздела на эффективность разделения. Изучение процесса разделения во второй ступени классификатора позволило выявить его

рациональные параметры, в частности, соотношение диаметра прутков решетки (D) и расстояния между прутками (D_1), т.е. D/D_1 [7].



а)



б)

а – вдоль оси Y; б – вдоль оси X

Рис. 4. Распределение скоростей воздуха на расстоянии 0,15 м от экрана

Решение поставленной задачи осуществлялось при использовании центрального ортогонального композиционного плана 2-го порядка, в основу которого положена известная методика [8]. В качестве параметра оптимизации принята эффективность сортировки, зависящая от следующих факторов: x_1 – отношение D/D_1; x_2 – величина границы разделения, мкм; x_3 – скорость двухфазного потока, м/с.

Изучение эффективности сортировки как функции от трех независимых переменных проводилось при варьировании факторов на трех основных уровнях (верхний +1, нижний –1, нулевой 0) и двух дополнительных (+*, –*). Диапазоны варьирования переменными назначались согласно результатам ранее проведенных исследований. Описание поверхности отклика в локальной области получено в результате реализации полного факторного эксперимента типа 2^3. Звездное плечо для трех факторов центрального композиционного плана 2-го порядка d = 1,215.

Графики зависимости Y_{31} от x_1, x_2, x_3 приведены на рис. 5-7.

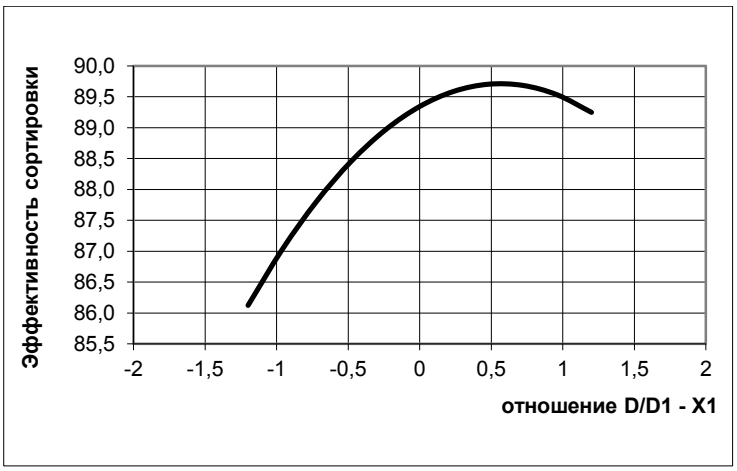


Рис. 5. Зависимость эффективности сортировки от отношения D/D1.

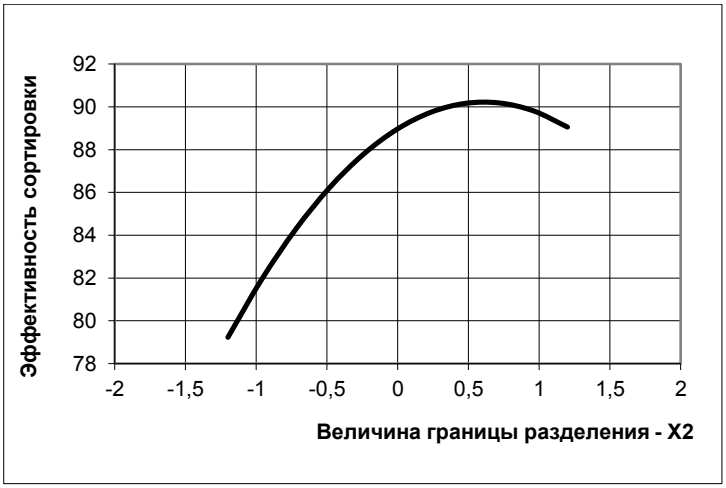


Рис. 6. Зависимость эффективности сортировки от величины границы разделения



Рис. 7. Зависимость эффективности сортировки от скорости двухфазного потока

Исследования разделения во второй ступени классификатора подтвердили теоретические выводы о возможности повышения эффективности сортировки за счет установки решетки разрушения крупномасштабных вихревых структур [9]. Анализ полученных зависимостей позволил выявить оптимальное соотношение элементов решетки: в частности, соотношение диаметра прутков решетки (D) и расстояния между прутками (D_1) находится в пределах 0,022-0,025.

Для исключения систематических ошибок проведена рандомизация опыта по датчику случайных чисел. Однородность дисперсии проверялась по критерию Кохрена, что позволило сделать вывод о полноте факторов.

Проверка адекватности описания поверхностей отклика полиномом 2-й степени производилась по F-критерию Фишера [10]:

$$F = \frac{S^2_{\text{ад.}}}{S^2_{воспр.}} = \frac{0{,}2016}{0{,}1217} = 1{,}657 < F_{\text{табл.}}$$

$$F_{табл.} = F_{(0.05;5;5)} = 5{,}05$$

Выводы

1. Проведенные экспериментальные исследования позволяют сделать вывод о работоспособности предложенного двухстадийного сепаратора для воздушной классификации сыпучих материалов в помольных агрегатах сухого измельчения.

2. Разработанные теоретические предпосылки для воздушной сепарации на базе исследований динамики энергетического спектра турбулентных структур двухфазной среды в машинах для воздушной сепарации; ликвидации крупномасштабных турбулентных структур; нового подхода к предварительной классификации на принципах удара, позволяющего разрушить конгломераты частиц, убедительно подтверждены экспериментальными исследованиями.

3. Создана новая машина для воздушной сепарации (Патент України №18198 B02C 23/10. Двостадійний класифікатор сипучих матеріалів).

4. Результаты экспериментальных исследований использованы в разработках технической документации при создании оборудования на ОАО «Красногоровский огнеупорный комбинат», ОАО «Часовоярский огнеупорный комбинат», ЗАО «Передвижная механизированная колонна № 116» и ОАО «Деконский комбинат стеновых материалов»

Список литературы

1. Ревнивцев В.А. Задачи межотраслевого научно-технического комплекса (МНТК) «Механобр» по созданию новой техники и технологии грохочения и классификации / В.А. Ревнивцев, П.И. Крупа, Л.А. Васберг // Исследование процессов машин и аппаратов разделения по крупности. – Л.: Механобр, 1988. – С. 5-12.

2. Смышляев Г.К. Воздушная классификация в технологии переработки полезных ископаемых / Г.К. Смышляев. – М., Недра, 1969. – 101 с.

3. Мизюнов В.Е. Аэродинамическая классификация порошков / В.Е. Мизюнов, С.Г. Ушаков – М.: Химия. – 1989. – 160 с.

4. Рыбалко Р.И. Теоретические основы создания сепараторов новой конструкции // Вестник ДонГАСА. Выпуск 2004-5 (47). – Макеевка, 2004. – С. 113-119.

5. Рыбалко Р.И. / Теоретические исследования рабочих процессов аэродинамической классификации в помольных агрегатах сухого измельчения / Рыбалко Р.И., Гущин О.В., Кралин А.К. // Збірник наукових праць ДонІЗТ. № 39. – Донецьк, 2014. – С. 17-25.

6. Патент № 18198, Україна МПК B02C 23/10 (2006.01). Двостадійний класифікатор сипучих матеріалів / Рибалко Р.І., Баранов А.М. (Україна); заявник та патентовласник Рибалко Р.І. – № u200609779; заявл. 12.09.06; опубл. 16.10.06, Бюл. № 10.

7. Рыбалко Р.И. Влияние структуры воздушного потока на эффективность разделения в сепараторах помольных агрегатов // Науковий Вісник будівництва. Матеріали міжнародної конференції "Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель і споруд". – Харків, ХДТУБА, ХОТВ АБУ, № 23, 2003. – С. 195-200.

8. Повх И.Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении / Повх И.Л. – Л.: Машиностроение, 1974. – 479 с.

9. Баранов А.Н. Основы создания оборудования на базе учета влияния турбулентных структур многофазных потоков / Баранов А.Н., Емельянова И.А., Рыбалко Р.И., Постельняк С.В. // Материалы международной научно-технической конференции «Промышленная гидравлика и пневматика». – Киев, 2004. – С. 21-24.

10. Волошин А.И. Механика пневмотранспортирования сыпучих материалов / А.И. Волошин, Б.В. Пономарев. – К.: Наук. думка, 2001. – 519 с.

Рибалко Р.І., Гущин В.М. Експериментальні дослідження повітряної класи-фікації сипких матеріалів у помольних агрегатах сухого подрібнення в процесі будівництва автомобільних доріг

Анотація. *Наведено основні результати експериментальних досліджень повітряної сепарації сипких матеріалів, що застосовуються в дорожньому будівництві, в новому двостадійному сепараторі на лабораторному стенді й дослідних промислових зразках. Проаналізовано розподілення поля швидкостей повітряного потоку при обтіканні плоского екрану-відбивача. Досліджено вплив швидкості двофазного потоку, конструктивних розмірів решітки гасіння великомасштабних вихрових структур й границі розділення на ефективність сепарації. Визначено основні аеродинамічні параметри розглянутої конструкції сепаратора, зроблено висновок про його працездатність.*

Ключові слова: *сухі сипкі матеріали, класифікація, сепаратор, повітряний потік*

Rybalko R.I., Guschin V.M. Experimental researches of air classification of bulk materials in dry grinding aggregates in the construction of roads

Abstract. *The main results of experimental researches of air separation of bulk materials used in road construction in the new two-stage separator on the lab bench and experimental industrial designs are presented. An analysis of the distribution of the velocity field of airflow in the flow of a flat screen reflector is submitted. The effect of two-phase flow rate, the size of the lattice design of large-scale extinction vortex structures and boundaries of separation of separation efficiency are explored. The main parameters of the aerodynamic design of the separator are determined. The conclusions of its operability are presented.*

Keywords: *dry bulk materials, air classification, separator, air flow.*

Стаття надійшла до редакції 24.09.2014 р.

АВТОРИ НОМЕРА

Бажинов Анатолій Васильович – Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Бажинова Тетяна Олексіївна – Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Белогуров Євген Олександрович – Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Булгаков Микола Петрович – Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Волков Володимир Петрович – Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Горбік Юрій Васильович – Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Грицук Ігор Валерійович – Донецький інститут залізничного транспорту УкрДАЗТ
Гущин Анатолій Михайлович – Донецький інститут залізничного транспорту УкрДАЗТ
Гущин Володимир Михайлович – Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ
Єгорочкін Олексій Олегович – Ростовський державний будівельний університет
Косенко Віра Вікторівна – Ростовський державний будівельний університет
Косенко Євген Євгенович – Ростовський державний будівельний університет
Краснокутська Зоя Ігорівна – Національний транспортний університет, м. Київ
Кривошапов Сергій Іванович – Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Матейчик Василь Петрович – Національний транспортний університет, м. Київ
Мещеряков Віктор Михайлович – Ростовський державний будівельний університет
Момот Михайло Сергійович – Донецька академія автомобільного транспорту
Мухіна Любов Вікторівна – Ростовський державний будівельний університет
Наглюк Іван Сергійович – Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Прилепський Юрій Валентинович – Донецький інститут залізничного транспорту УкрДАЗТ
Рибалко Роман Іванович – Донбаська національна академія будівництва та архітектури
Рудинець Микола Віталійович – Луцький національний технічний університет
Скалига Микола Миколайович – Луцький національний технічний університет
Соболь Оксана Вікторівна – Донбаська національна академія будівництва та архітектури
Ушаков Андрій Леонідович – Донецька академія автомобільного транспорту
Цюман Микола Павлович– Національний транспортний університет, м. Київ
Черпаков Олександр Володимирович – Ростовський державний будівельний університет

ПРАВИЛА ПОДАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ СТАТЕЙ

Для публікування в журналі «Вісник Донецької академії автомобільного транспорту» приймаються неопубліковані раніше наукові статті в галузях: транспорту і двигунів внутрішнього згоряння; проектування, будівництва та експлуатації автомобільних доріг; надійності й довговічності механізмів і машин; транспортних технологій.

У журналі друкуються статті українською, російською (змішаними) мовами.

Для публікації наукової статті в редакцію необхідно представити наступні документи:

– текст статті у 2-х форматах;

– назву статті, анотацію та ключові слова українською, російською та англійською мовами;

– експертний висновок про можливість відкритого публікування;

– завірену рецензію доктора наук або члена редакційної колегії;

– відомості про автора (-ів) (прізвище, ім'я та по батькові повністю, науковий ступінь, вчене звання, посада, місце та адреса роботи для кожного автора)

– інформація для зв'язку: e-mail, службовий або домашній телефони, поштова адреса (для відправлення авторського екземпляру журналу) одного з авторів.

Вимоги до рукописів

Стаття подається у 2-х варіантах: у форматі WordforWindows – **.doc** (або **.docx**); та у форматі **.pdf** (сканований документ з нумерацією сторінок та підписом автора).

Обсяг наукової статті 5–10 сторінок тексту, які включають таблиці, ілюстрації (4 рисунки дорівнюються 1 сторінці), перелік літератури. Обзорні статті – до 12 сторінок.

Параметри сторінки: розмір – А4 (210 х 297мм); орієнтація – книжкова; поля: верхнє – 15мм, нижнє – 25мм, ліве – 25мм, праве –15мм.

Весь текст повинен бути набраний стилем «Звичайний» (Normal), тип шрифта – TimesNewRoman.

Структура статті

Код УДК (універсальний десятинний класифікатор)	Шрифт: 12пт, напівжирний курсив Абзац: вирівнювання – по лівому краю, міжрядковий інтервал – одинарний
Пустий рядок	Шрифт: 12пт, Абзац: міжрядковий інтервал – одинарний
Прізвище (-ща) та ініціали автора (-ів), науковий ступінь, вчене звання Повна назва організації	Шрифт: 11пт, напівжирний курсив Абзац: вирівнювання – по центру сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний
Пустий рядок	
НАЗВА СТАТТІ	Шрифт: 14пт, напівжирний,всі букви строчні Абзац: вирівнювання – по центру сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний
Пустий рядок	
Анотація мовою оригіналу статті(не більш 80 слів, ширина рядка 130 мм) *Ключові слова:*	Шрифт: 11пт, курсив Абзац: вирівнювання – по центру сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний, відступ ліворуч – 20мм, та праворуч – 20мм.
Пустий рядок	
Основний текст статті Текст рукопису повинен містити такі розділи, як:	Шрифт: 12пт, звичайний Абзац: вирівнювання – по ширині сторінки, міжрядковий інтервал – множитель 1,1пт, відступ першо-

Постановка проблеми де відображається історія предмету дослідження, актуальність та сучасний стан проблеми; **Аналіз останніх досліджень** на які спирається автор, виділення невирішених раніше аспектів загальної проблеми, яким присвячується означена стаття; **Мета статті** (постановка задачі); **Основний розділ** (можливі підрозділи); **Висновки** де стисло та чітко підсумовуються основні результати, що були одержані автором (-ами).	го рядка – 7,5мм. Назви розділів напівжирним шрифтом без крапки наприкінці. Таблиці повинні мати тематичні назви та порядкові номера (без знаку №), на які даються посилання у тексті. Рисунки та графіки повинні бути пронумеровані в порядку посилання у тексті. Кожний рисунок розміщується в окремому файлі (формати **.bmp, .jpg, .tiff**). Кольорові та фонові рисунки не приймаються. Перелік рисунків з номерами та підписами рисунків пишуться в окремому документі. Усі формули повинні бути набрані у редакторі формул MicrosoftEquation 2.0, 3.0 (MathType). При виборі одиниць виміру слід дотримуватись системи СІ. Ціла частина числа від десятичної відділяється комою. Нумерація формул дається арабськими цифрами в круглих дужках праворуч. Посилання на джерела беруться у квадратні дужки.
Пустий рядок	
Список літератури **1. який виконується згідно ДСТУ ГОСТ 7.1:2006 «Система стандартів з інформації, бібліотечної та видавничої справи. Бібліографічний запис. Бібліографічний опис. Загальні вимоги та правила складання» та в порядку посилання.**	Назва розділа – шрифт: 12пт, напівжирний. Текст списка: Шрифт: 11пт, курсив; Абзац: вирівнювання – по ширині сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний, відступ першого рядка – 7,5мм.
Пустий рядок	
Ф.И.О. авторов. Название статьи на альтернативном языке (П.І.Б. авторів. Назва статті на альтернативній мові) ***Анотация (Анотація).*** *Анотація на альтернативній мові (російська, якщо стаття на українській мові; або українська, якщо стаття на російській мові.* ***Ключевые слова (Ключові слова):*** *на альтернативній мові*	Шрифт: 12пт, курсив Абзац: вирівнювання –по ширині сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний, відступ першого рядка – 7,5мм
Пустий рядок	
П.І.Б. авторів. Назва статті на англійській мові ***Abstract.*** *Переклад анотації на англійську мову.* ***Keywords:*** *Переклад ключових слів на англійську мову*	Шрифт: 12пт, курсив Абзац: вирівнювання –по ширині сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний, відступ першого рядка – 7,5мм

Статті, що не відповідають вимогам, повертаються авторам для доопрацювання.

Після прийняття редколегією рішення про допуск статті до публікації відповідальний секретар інформує про це автора й указує строки публікації, розмір плати за публікацію статті та банківські реквізити Академії.

ПОРЯДОК РЕЦЕНЗУВАННЯ СТАТЕЙ

1. Наукові статті, що надійшли до редакції, проходять через інститут рецензування.

2. Форми рецензування статей:

– зовнішня (рецензування рукописів статей доктором або кандидатом наук, який є провідним спеціалістом у відповідній галузі науки);

– внутрішня (рецензування рукописів статей членами редакційної колегії).

3. У зовнішній рецензії повинні бути висвітлені наступні питання:

– чи відповідає зміст статті заявленій в назві темі;

– наскільки стаття відповідає сучасним досягненням у зазначеній галузі;

– чи доступна стаття читачам, на яких вона розрахована, з погляду мови, стилю, розташування матеріалу, наочності таблиць, діаграм, малюнків та ін.;

– чи доцільна публікація статті з урахуванням раніше випущеної по даному питанню літератури;

– у чому конкретно полягають позитивні сторони, а також недоліки статті, які виправлення й доповнення повинні бути внесені автором;

– висновок про можливість опублікування даного рукопису в журналі: «рекомендується», «рекомендується з урахуванням виправлення відзначених рецензентом недоліків» або «не рекомендується».

4. Зовнішня рецензії засвідчуються в порядку, установленому в установі, де працює рецензент. Рецензія повинна бути підписана рецензентом з розшифровкою посади, наукового ступеня і вченого звання.

5. Відповідальний секретар протягом 7 днів повідомляє авторів про одержання статті.

6. Відповідальний секретар визначає відповідність статті профілю журналу, вимогам до оформлення й направляє її на внутрішнє рецензування члену редакційної колегії, що має найбільш близьку до теми статті наукову спеціалізацію.

7. Строки рецензування в кожному окремому випадку визначаються відповідальним секретарем з урахуванням створення умов для максимально оперативної публікації статті.

8. Внутрішня рецензія виконується членами редакційної колегії журналу у відповідності з наказом ректора Академії від 11.10.2010р. №153-01 «Про затвердження Положення про порядок випуску наукового фахового видання Вісник Донецької академії автомобільного транспорту».

Рецензент коментує якість рукопису за такими пунктами, як:

– наукова новизна,

– обґрунтованість результатів,

– значимість результатів,

– ясність викладання,

– якість оформлення;

виставляє по кожному пункту параметричну оцінку від 0 до 5. В залежності від суми балів приймається рішення про доцільність публікації, про необхідність доопрацювання рукопису, або про недоцільність публікації.

Рецензія повинна бути підписана рецензентом з розшифровкою посади, наукового ступеня і вченого звання.

9. У випадку відхилення статті від публікації редакція направляє авторові мотивовану відмову.

10. Наявність позитивної рецензії не є достатньою підставою для публікації статті. Остаточне рішення про доцільність публікації ухвалюється вченою радою Академії.

11. Оригінали рецензій зберігаються в редакції наукового журналу «Вісник Донецької академії автомобільного транспорту».