

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ИЗВЕСТИЯ

ВОЛГОГРАДСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА

Серия

НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ

Выпуск 7

№ 21(124)

Межвузовский сборник научных статей
Издается с января 2004 г.

2013



Волгоград
2013

УДК 629.11

Учредитель: ГОУ высшего профессионального образования
«Волгоградский государственный технический университет»

Сборник зарегистрирован в Управлении регистрации и лицензионной работы в сфере массовых коммуникаций Федеральной службы по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия ПИ № ФС77–25660 от 13 сентября 2006 г.

Главный редактор сборника «Известия ВолгГТУ»
академик *И. А. Новаков*

Редакционная коллегия серии: д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *А. А. Ревин* e-mail: revin@vstu.ru (научный редактор)
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *Е. А. Федянов* e-mail: tig@vstu.ru (зам. научного редактора)
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *А. В. Васильев*
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *В. А. Гудков*
д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Баумана *Н. А. Иващенко*
д-р техн. наук, проф. МАДИ – технический университет *А. М. Иванов*
д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Баумана *Г. О. Котиев*
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *М. В. Ляшенко*
д-р техн. наук, проф. МАДИ – технический университет *А. Б. Миротин*
канд. техн. наук, проф. ВолгГТУ *А. В. Победин*
д-р техн. наук, проф. МАМИ – технический университет *В. М. Шарипов*
канд. техн. наук *Е. Ю. Липатов* (ответственный секретарь)

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Известия Волгоградского государственного технического университета: межвуз. сб. науч. ст.
№ 21(124)/ ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – 104 с. – (Серия «Наземные транспортные системы». Вып. 7).
ISBN 978-5-9948-1287-7

В настоящем сборнике помещены статьи, в которых рассматриваются результаты теоретических и экспериментальных исследований, направленных на совершенствование наземных транспортных и тяговых систем и их элементов, а также на повышение эффективности транспортных операций.

Ил.: 73. Табл.: 14. Библиогр.: 140 назв.

ISBN 978-5-9948-1287-7

© Волгоградский государственный
технический университет, 2013

Научное издание

ИЗВЕСТИЯ
Волгоградского государственного технического университета
№ 21(124), 2013 г.

С е р и я «НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ»
(Выпуск 7)

Межвузовский сборник научных статей

Редактор *А. К. Саютина*
Компьютерная верстка *Е. В. Макаровой*

Темплан 2013 г. Поз. № 79н
Подписано в печать 19.12.2013. Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная.
Гарнитура Times. Печать офсетная. Усл. печ. л. 12,61. Уч.-изд. л.
12,09. Тираж 150 экз. Заказ № 920.

Волгоградский государственный технический университет.
400005, Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 1.

Отпечатано в типографии ИУНЛ ВолгГТУ.
400005, Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 7.

СОДЕРЖАНИЕ

Часть 1. КОЛЕСНЫЕ И ГУСЕНИЧНЫЕ МАШИНЫ

<i>Волохов А. С., Кулиев Р. А., Макаров В. А.</i> Модель движения автомобиля с учетом тяговой силы.....	5
<i>Дыгало В. Г., Ревин А. А.</i> Общие принципы формирования полунатурных моделей при проектировании тормозной системы автомобиля с АБС.....	10
<i>Железнов Е. И., Железнов Р. Е.</i> Особенности взаимодействия звеньев малотоннажного автопоезда с активным прицепом при торможении.....	17
<i>Жуков И. С., Ревин А. А.</i> Способы определения полной работы торможения, осуществляемой тормозным механизмом автомобиля с АБС.....	21
<i>Калмыков А. В., Шеховцов В. В., Соколов-Добрев Н. С., Ляшенко М. В.</i> Снижение динамической нагруженности трансмиссии трактора за счет ввода упругого реактивного звена.....	24
<i>Кристалльный С. Р., Задворнов В. Н. *, Попов Н. В., Фомичев В. А.</i> Выбор, подготовка и настройка измерительного и регистрирующего оборудования для проведения испытаний эффективности действия АБС на автомобиле, оснащенный шипованными шинами.....	28
<i>Савкин А. Н., Седов А. А., Андроник А. В.</i> Оценка долговечности стали при случайном нагружении по феноменологическим моделям повреждаемости.....	38
<i>Тюрин С. В., Касимов Р. К., Ревин А. А., Бойко Г. В., Федотов В. Н. *</i> Исследования изменения эффективности торможения между очередными техническими обслуживаниями.....	41
<i>Чернова Г. А. *, Синьков А. В. *, Сторчилова Т. А. **</i> Исследование вибрационных характеристик карданной передачи автобуса «Волжанин-4298» на холостых оборотах и на первой передаче.....	44
<i>Чернышов К. В., Рябов И. М., Ковалёв А. М., Поздеев А. В.</i> Вывод и анализ закона оптимального регулирования параметров динамического гасителя колебаний в одномассовой колебательной системе при гармоническом возмущении.....	47
<i>Шеховцов К. В., Победин А. В., Соколов-Добрев Н. С., Ляшенко М. В., Шеховцов В. В.</i> Оценка виброзащитных свойств штатной и динамической систем поддрессирования кабины в соответствии с требованиями стандартов.....	53

Часть 2. ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

<i>Ларцев А. М.</i> Влияние типа турбокомпрессора на основные показатели двигателя воздушного охлаждения большой мощности при его форсировании.....	56
<i>Шабанов А. В., Ломакин В. В., Шабанов А. А.</i> Выбор алгоритма работы и параметров силовой установки гибридного автомобиля, последовательность расчета энергетического баланса ГСУ.....	59
<i>Шатров М. Г., Кудряшов Б. А., Дунин А. Ю., Езжев А. А., Ливанский А. Н.</i> Улучшение показателей дизеля, работающего на водотопливной эмульсии.....	62

Часть 3. ОРГАНИЗАЦИЯ НА ТРАНСПОРТЕ И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

<i>Басков В. Н., Рейн А. Р.</i>	Оценка энергозатрат водителя и автомобиля при выполнении перевозочного процесса.....	67
<i>Зырянов В. В.</i>	Особенности применения основной диаграммы транспортного потока на сетевом уровне.....	71
<i>Иванов А. М., Шадрин С. С.</i>	Разработка системы межобъектного взаимодействия интеллектуальных транспортных средств.....	74
<i>Криволапова О. Ю.</i>	Метод определения участков перераспределения транспортной нагрузки на сети.....	77
<i>Мирончук А. А.</i>	Зарубежный опыт практической реализации приоритетных полос прерывного действия.....	81
<i>Порохня А. А., Голуб Д. И.</i>	Взаимосвязь уровня загрузки дороги движением, основной диаграммы транспортного потока и коэффициента использования мощности дороги.....	83
<i>Раюшкина А. А., Крашенинников А. В.</i>	Качество услуг городского пассажирского общественного транспорта – как критерий оценки его конкурентоспособности.....	86
<i>Сиволобов Н. М., Ширяев С. А., Раюшкина А. А.</i>	Разработка алгоритма поиска рационального маршрута перевозок школьников к местам обучения в сельской местности.....	88
<i>Стрижевский Д. А., Сухов А. А., Кочетков А. В.</i>	Дорожно-транспортные происшествия с сопутствующими дорожными условиями на автомобильных дорогах общего пользования федерального значения.....	91
<i>Шустов А. В., Ганзин С. В., Самек Е. И.</i>	Оценка применяемых методов диагностики ровности покрытия автомобильных дорог при их эксплуатации.....	100

КОЛЕСНЫЕ И ГУСЕНИЧНЫЕ МАШИНЫ

УДК 629.113

А. С. Волохов, Р. А. Кулиев, В. А. Макаров

МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ С УЧЕТОМ ТЯГОВОЙ СИЛЫ

Донецкая академия автомобильного транспорта (Украина)

(e-mail: aleksandrvolokhov@yandex.ru, vuki_79@mail.ru)

В статье приведена модель, позволяющая исследовать курсовую устойчивость движения автомобиля с учетом продольной тяговой силы на ведущих колесах.

Ключевые слова: курсовая устойчивость движения; тяговая сила; нагрузка.

The article presents a model allowing to examine the course stability of car moving taking into account longitudinal pulling force and load redistribution on the wheels.

Keywords: course stability movement, pulling power, load.

Введение

Вопрос курсовой устойчивости движения автомобилей (КУД) с учетом продольных сил, действующих в контакте колес с дорогой, являются актуальными, поскольку наличие таких сил приводит к изменению параметров устойчивости автомобиля при его движении. Ранее в Донецкой академии автомобильного транспорта велись исследования в этом направлении [1], но при этом использовалась велосипедная модель автомобиля которая, к сожалению, не учитывала перераспределение нагрузки на колесах. Также попытки исследования влияния тяговой силы на устойчивость можно найти в работе Томаса Гильеспи [2], но в этой работе была линейная постановка задачи.

Цель статьи - исследование КУД автомобиля с учетом продольной тяговой силы, действующей на колесах передней оси, и перераспределения нагрузки на колесах.

Численное моделирование динамики выполнено для легкового автомобиля Opel Vectra C, который использовался в экспериментальных исследованиях. Проведенная серия заездов (в выполненном ранее эксперименте) при установившемся круговом режиме движения, позволила определить среднюю величину коэффициентов увода. В качестве исходных принимались следующие данные: $g=9.81 \text{ м/с}^2$; расстояние от центра масс автомобиля до передней и задней осей, соответственно $a=1,273 \text{ м}$, $b=1,427 \text{ м}$; коэффициенты увода передней и

задней оси автомобиля, соответственно, $k_1=32240 \text{ Н/рад.}$; $k_2=27186 \text{ Н/рад.}$; $m=1771 \text{ кг}$.

Рассмотрим случай движения $X_1 \neq 0$, $X_2=0$, где X_1 , X_2 – тяговое усилие на передней и задней оси соответственно. Получим следующую систему конечных уравнений, которая определяет параметры круговых режимов движения при фиксированных значениях скорости автомобиля $v=const$ и угла поворота управляемых колес $\theta=const$.

$$\begin{aligned} -\omega m &= -Y_{11}\theta_{11} - Y_{12}\theta_{12} + X_{11} + X_{12}; \\ \omega v m &= Y_{11} + Y_{12} + Y_{21} + Y_{22} + X_{11}\theta_{11} - X_{12}\theta_{12}; \\ 0 &= a(Y_{11} + Y_{12}) - b(Y_{21} + Y_{22}) + a\theta(X_{11} + X_{12}). \end{aligned} \quad (1)$$

где $X_{11}, X_{12}, X_{21}, X_{22}$ – тяговые силы на левом и правом колесах передней и задней оси, Н; $Y_{11}, Y_{12}, Y_{21}, Y_{22}$ – боковые силы увода в пятнах контакта на колесах передней и задней оси автомобиля, Н; ω – угловая скорость автомобиля, рад/с; u – боковая составляющая скорости центра масс автомобиля, м/с; v – продольная составляющая скорости центра масс автомобиля, м/с; m – масса автомобиля, Н.

Для общности системы, как было показано ранее, необходимо наличие $X_1 \neq 0$. Под X_1 следует понимать вариацию тягового усилия $X_1(v)$, а тяговое усилие $X_1(v)$ обеспечивает реализацию необходимой продольной составляющей скорости движения v (численно $X_1(v)$ равняется суммарной силе сопротивления движения при скорости v) [3].

Исходная нелинейная система (на основе линеаризации угла поворота θ и стационарных режимов ($\dot{u}=0$; $\dot{\omega}=0$; $\dot{v}=0$)):

$$\begin{aligned}(\dot{v} - \omega u)m &= -Y_1 \sin(\theta) + X_1 \cos(\theta) - X_{cd}; \\ (\dot{u} + \omega v)m &= Y_1 \cos(\theta) + Y_2 + X_1 \sin(\theta); \\ J\dot{\omega} &= aY_1 \cos(\theta) - bY_2 + aX_1 \sin(\theta).\end{aligned}\quad (2)$$

Поскольку учтено $\dot{\omega}=0$ получим следующее уравнение: $0 = aY_1 \cos(\theta) - bY_2 + aX_1 \sin(\theta)$.

$$\begin{aligned}X_1 &= \frac{-mu\omega + Y_{11} \sin(\theta) + Y_{12} \sin(\theta) + X_{cd}}{\cos(\theta)}; \\ \dot{u} &= -v\omega + \frac{\left(\frac{-mu\omega + Y_{11} \sin(\theta) + Y_{12} \sin(\theta) + X_{cd}}{\cos(\theta)}\right) \sin(\theta) + Y_{11} \cos(\theta) + Y_{12} \cos(\theta) + Y_{21} + Y_{22}}{m}; \\ \dot{\omega} &= \frac{\left(\frac{-mu\omega + Y_{11} \sin(\theta) + Y_{12} \sin(\theta) + X_{cd}}{\cos(\theta)}\right) \sin(\theta) + Y_{11} \cos(\theta) + Y_{12} \cos(\theta)}{J} a - (Y_{21} + Y_{22})b.\end{aligned}\quad (3)$$

При этом, согласно нелинейной теории увода, боковые силы определяются как:

$$\begin{aligned}Y_{1j} &:= \frac{k_{1j} \left(\theta - \frac{u + a\omega}{v \mp H\omega} \right)}{\sqrt{1 + \frac{k_{1j}^2 \left(\theta - \frac{u + a\omega}{v \mp H\omega} \right)^2}{(0,8N_{1j})^2}}}; \\ Y_{2j} &:= \frac{k_{2j} \left(-\frac{u + b\omega}{v \pm H\omega} \right)}{\sqrt{1 + \frac{k_{2j}^2 \left(-\frac{u + b\omega}{v \pm H\omega} \right)^2}{0,8N_{2j}^2}}},\end{aligned}\quad (4)$$

а текущие нормальные нагрузки на колесах по формуле:

$$\begin{aligned}N_{1j} &:= \frac{1}{2} \left(\frac{mgb}{l} + \frac{mu\omega h}{l} \mp \frac{mv\omega hb}{Hl} \right); \\ N_{2j} &:= \frac{1}{2} \left(\frac{mga}{l} - \frac{mu\omega h}{l} \mp \frac{mv\omega ha}{Hl} \right).\end{aligned}\quad (5)$$

где l – база автомобиля, м; H – ширина колеи, м; h – высота центра масс автомобиля, м.

При этом каждый из режимов моделировался тем или иным законом поворота руля автомобиля. Для компьютерного моделирования наиболее типичного поворота автомобиля на 180° , что двигался перед этим прямолинейно, закон управления управляемыми колесами задается в виде [4]:

которое определяет множество стационарных режимов и может быть разрешимо относительно действующих боковых сил.

Интегрирование исходной системы уравнений осуществлено с помощью программного обеспечения Maple. Для этого исходная система уравнений была записана в «машинном» виде при условии жесткости управляющего колесного модуля автомобиля и установившегося движения (увеличение сил инерции компенсируется за счет изменения тяговой силы):

$$\theta := \begin{cases} 0 & 0 \leq t \text{ and } t \leq t_0 \\ \beta t & t_0 \leq t \text{ and } t \leq t_1 \\ \beta(t_1 - t_0) & t_1 \leq t \text{ and } t \leq t_2 \\ \beta(t_1 - t_0) - \beta t & t_2 \leq t \text{ and } t \leq t_3 \\ 0 & t_3 \leq t \end{cases}\quad (6)$$

где $[0; t_0]$ и $[t_2; t_k]$ – время движения автомобиля по прямой до входа в поворот и после выхода из поворота соответственно; $[t_0; t_1]$ – интервал времени входа в поворот, управляемые колеса автомобиля равномерно поворачиваются со скоростью $\beta = 0,05 \text{ c}^{-1}$; $[t_1; t_2]$ – интервал времени движения автомобиля по кругу (может отсутствовать); $[t_2; t_3]$ – интервал времени выхода автомобиля из поворота (управляемые колеса равномерно поворачиваются в нейтральное положение).

Для моделирования поведения автомобиля в таком повороте принимались скорости от 25 км/ч. до потери курсовой устойчивости движения за счет угла поворота управляемых колес от $\theta=5,0 \dots 15$ град. (при угле близком к 12 град., согласно нелинейной теории увода, увеличение угла не приводит к изменению боковых сил увода колес автомобиля).

Моделировалась траектория движения центра масс автомобиля и другие параметры, такие как сменные u , ω , δ_i , что позволяло определить радиус движения автомобиля при установив-

шемся повороте. При увеличении скорости движения до $v = 35$ км/ч., что соответствует случаю $v > v^*$ (v^* - скорость появления сноса задней оси автомобиля за счет перераспределения нагрузки по бортам), для поведения переменных, характерным является рост амплитуд колебательного процесса для угловой и боковой скорости центра масс автомобиля, что приво-

дит к нарушению устойчивости движения автомобиля.

Об устойчивости автомобиля в неустановившихся режимах можно судить и по величине боковых ускорений центра масс (рис. 1-5). Эти ускорения определялись путем решения исходной нелинейной системы дифференциальных уравнений.

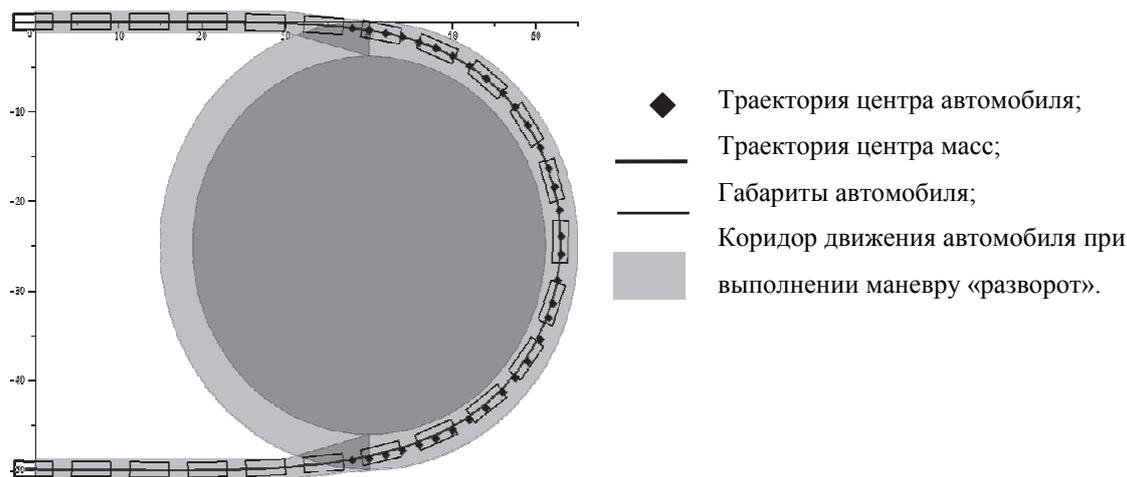


Рис. 1. Траектория движения автомобиля категории М1 при выполнении маневра разворот 25 м. при скорости движения 25 км/ч

Режим движения считался устойчивым, если ускорение центра масс автомобиля не превышало значения $4,5$ м/с².

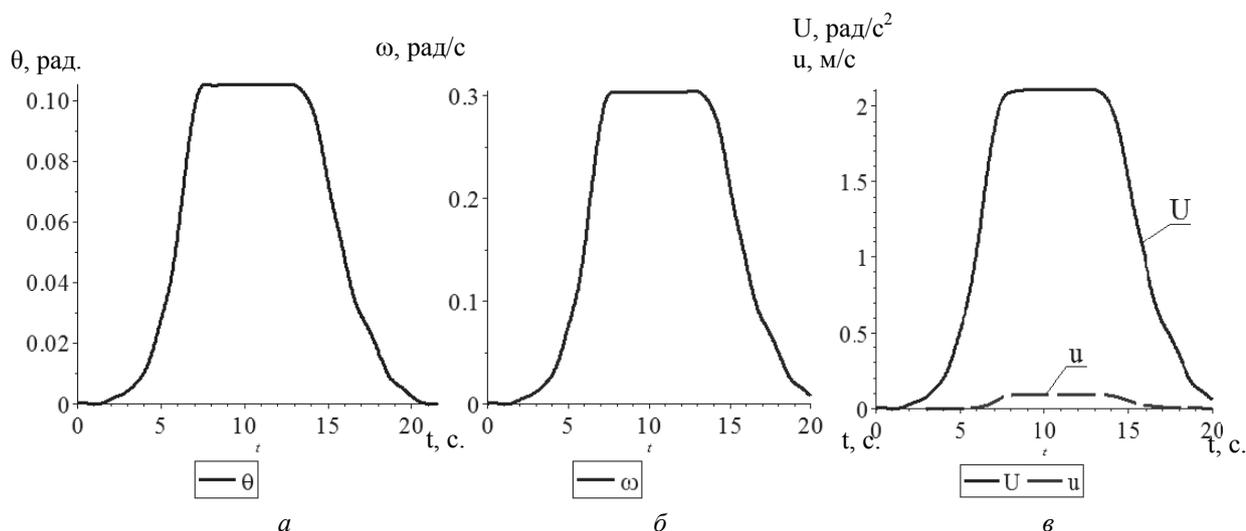


Рис. 2. Параметры движения автомобиля при выполнении маневра «поворот» при скорости 25 км/ч.: *a* – изменение угла поворота колес ($\theta_{\max} = 0,1$ рад.); *b* – изменение угловой скорости движения автомобиля ($\omega_{\max} = 0,3$ рад./с); *v* – боковое ускорение и боковая составная скорости движения центра масс автомобиля ($U_{\max} = 2,105$ м/с², $u_{\max} = 0,09$ м/с)

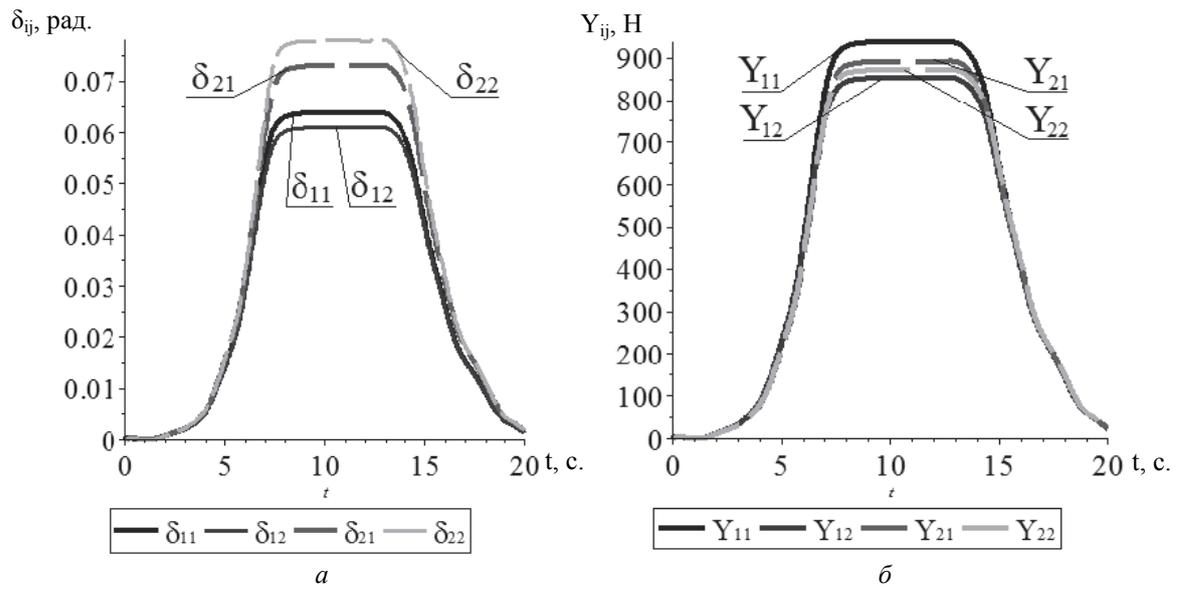


Рис. 3. Параметры движения автомобиля при выполнении маневра «поворот» при скорости 25 км/ч.: а – изменение угла увода колес ($\delta_{\max}=4,46$ град. на заднем внешнем колесе); б – изменение боковых сил, которые действуют на колеса автомобиля ($Y_{\max}=935$ Н – сила, действующая на переднем внутреннем колесе)

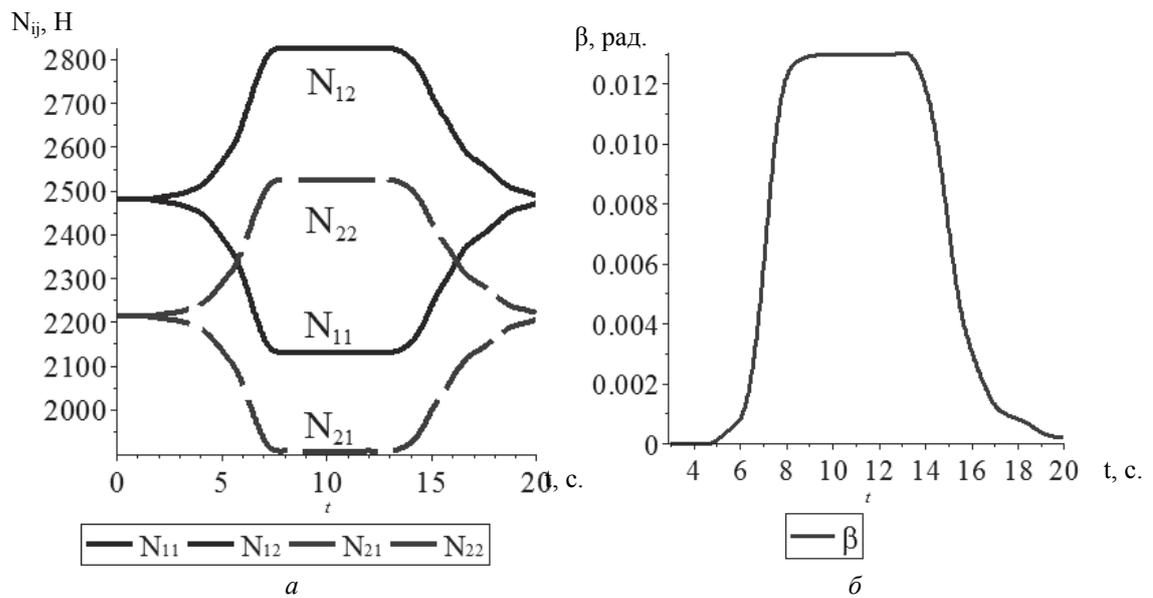


Рис. 4. Параметры движения автомобиля при выполнении маневра «поворот» при скорости 25 км/ч.: а – вертикальная нагрузка на колесах передней (N_{11} , N_{12}) и задней (N_{21} , N_{22}) оси; б – изменение угла скольжения

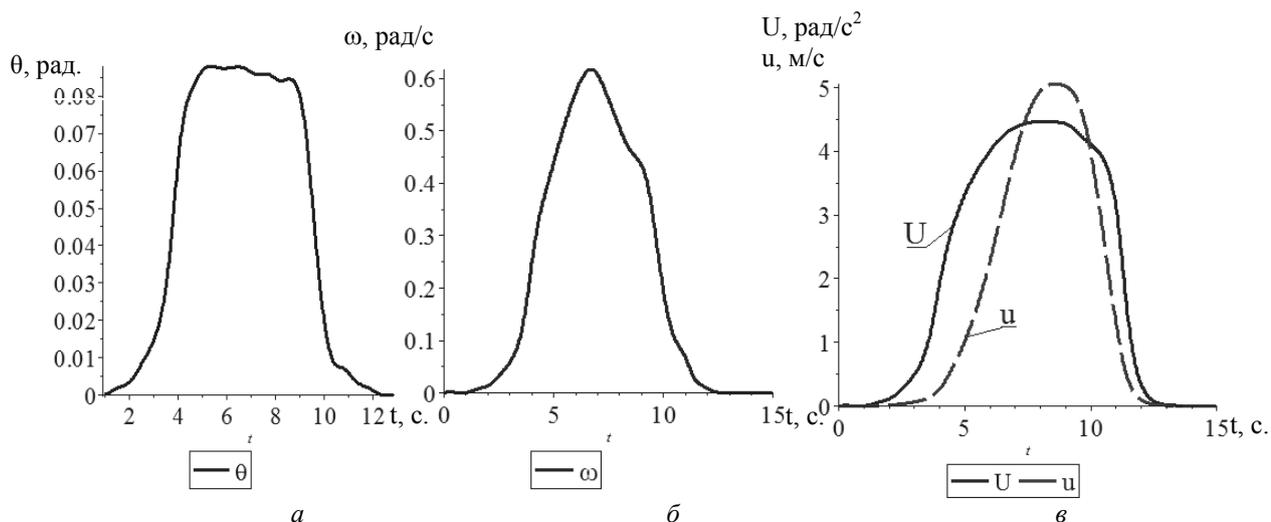


Рис. 5. Параметры движения автомобиля при выполнении маневра «поворот» при скорости 35 км/ч.: *a* – изменение угла поворота колес ($\theta_{\max} = 0,08$ рад.); *b* – изменение угловой скорости движения автомобиля ($\omega_{\max} = 0,61$ рад./с); *в* – боковое ускорение и боковая составная скорости движения центра масс автомобиля ($U_{\max} = 4,45$ м/с², $u_{\max} = 5,05$ м/с)

В случае движения автомобиля при закритической скорости ($v=37$ км/ч), рис. 6-7.

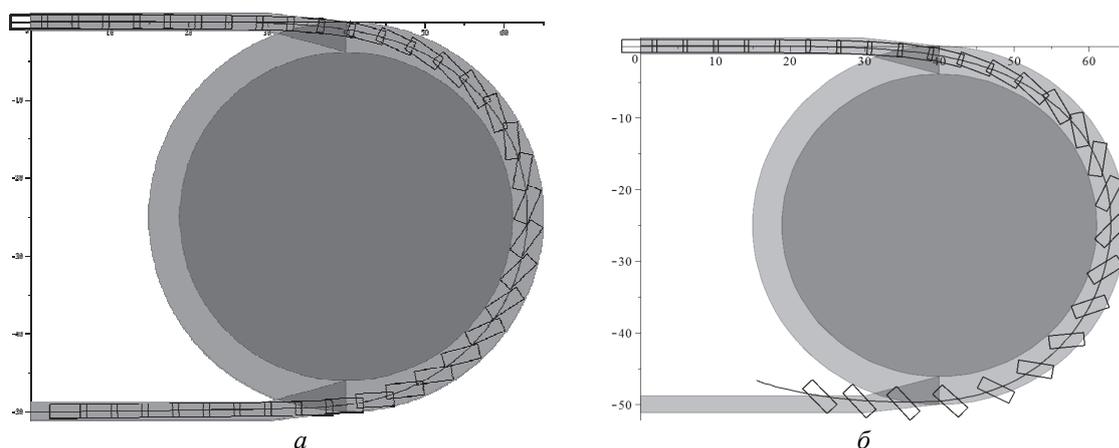


Рис. 6. Траектория движения автомобиля категории М1 при выполнении маневра разворот 25 м.: *a* – при скорости движения 35 км/ч.; *б* – при скорости движения 37 км/ч

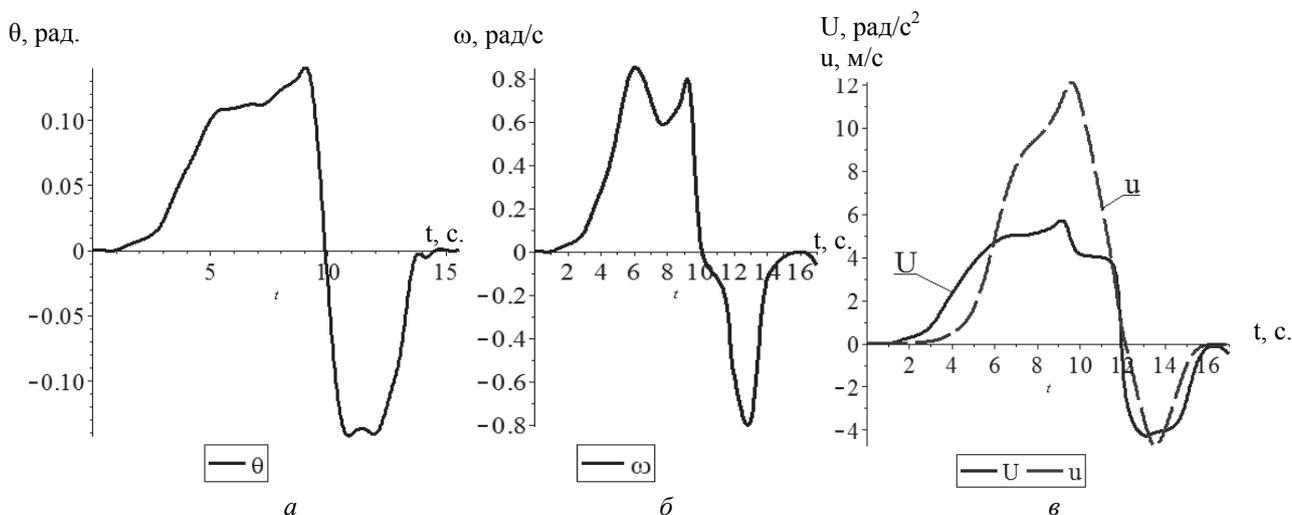


Рис. 7. Параметры движения автомобиля при выполнении маневра «поворот» при скорости 37 км/ч.: *a* – изменение угла поворота колес ($\theta_{\max} = 0,15$ рад.); *b* – изменение угловой скорости движения автомобиля ($\omega_{\max} = 0,85$ рад./с); *в* – боковое ускорение и боковая составная скорости движения центра масс автомобиля ($U_{\max} = 6,105$ м/с², $u_{\max} = 6,1$ м/с)

Выводы

Приведенная модель движения автомобиля, в которой учтена продольная тяговая сила на передней оси, разрешает оценить переменные, характеризующие неустановившееся движение автомобиля в режиме поворота постоянного радиуса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Костенко А.В. До питання про дослідження курсової стійкості руху легкових автомобілів / А.В. Костенко //

Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2010. – № 3. – С. 72 – 77.

2. Gillespie Thomas D., Fundamentals of Vehicle Dynamics / Thomas D. Gillespie. – Society of Automotive Engineers, Inc, 1992 – 470 p.

3. До визначення нової математичної форми моделі Фіала пружного колеса. Вербицький В.Г., Сфіменко А.М., Кулієв Р.А., Волохов О.С., Куплінов А.В., Зінов'єв Є.Я. // Вісник СевНТУ ім. В. Даля №134, Севастополь 2012. – С.127-131.

4. До питання визначення коефіцієнтів відведення осей і коліс автомобіля з урахуванням повздовжніх сил та перерозподілу вертикальної складової. / Волохов О.С., Куплінов А.В. // Вісник СевНТУ Збірник наукових праць Випуск 122/2011 Севастополь – 2011. – С. 10-12.

УДК 629.113

В. Г. Дыгало, А. А. Ревин

**ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ФОРМИРОВАНИЯ ПОЛУНАТУРНЫХ МОДЕЛЕЙ
ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ С АБС**

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: dygalo@vstu.ru, revin@vstu.ru)

В статье рассматриваются общие принципы формирования полунатурных моделей при проектировании тормозной системы автомобиля с АБС.

Ключевые слова: виртуально-физическая технология моделирования, автомобиль, автоматизированная тормозная система, проектирование.

The article deals with the general principles of the semi-realistic models of the design of the brake system of a vehicle with ABS

Keywords: virtually-physical technology modeling, vehicles, automated breaking system, verification, develop.

При моделировании, для решения задач формирования на стадии проектирования основных эксплуатационных свойств автомобиля в режиме торможения: устойчивости, эффективности замедления и управляемости движения необходимо по возможности близко отразить реальную картину протекания рабочих процессов в системе «Автомобиль – Водитель – Дорога» (А-В-Д). В этой системе объединены в едином процессе как механические перемещения масс (поддрессоренных и неподдрессоренных), так и физические процессы, сопровождающие работу различных систем автомобиля и влияющие на характеристики его движения (взаимодействие колеса с дорогой, гидродинамические процессы в тормозной системе, поворот управляемых колес при управляемом движении и т. п.).

При системном исследовании общего случая поведения автомобиля в режиме торможения необходимо принять единую методику описания взаимодействия различных частей изучаемой системы А-В-Д., которая отражена на рис. 1.

Наиболее сложным в системе А-В-Д является подсистема «Автомобиль». Каждый модуль этой подсистемы совершает определенные преобразования величин и, следовательно, характеризуется входными и выходными параметрами. В этой связи на рис. 2 отдельно представлена структурная схема взаимосвязи моделей модулей в подсистеме «Автомобиль».

Как видно из приведенной схемы, все модули можно расположить с некоторым приоритетом. Наивысший приоритет имеют модули «Колесо» и «Кузов», поскольку без них в принципе невозможно смоделировать движение автомобиля. Второй приоритет значимости имеет модуль «Тормозная система», которая в соответствии со сформулированной выше целью, необходима для моделирования торможения автомобиля.

Третий приоритет значимости имеют модули, направленные на уточнение модели или решение каких-либо подзадач (модули «Подвеска», «Рулевое управление», «Трансмиссия»).

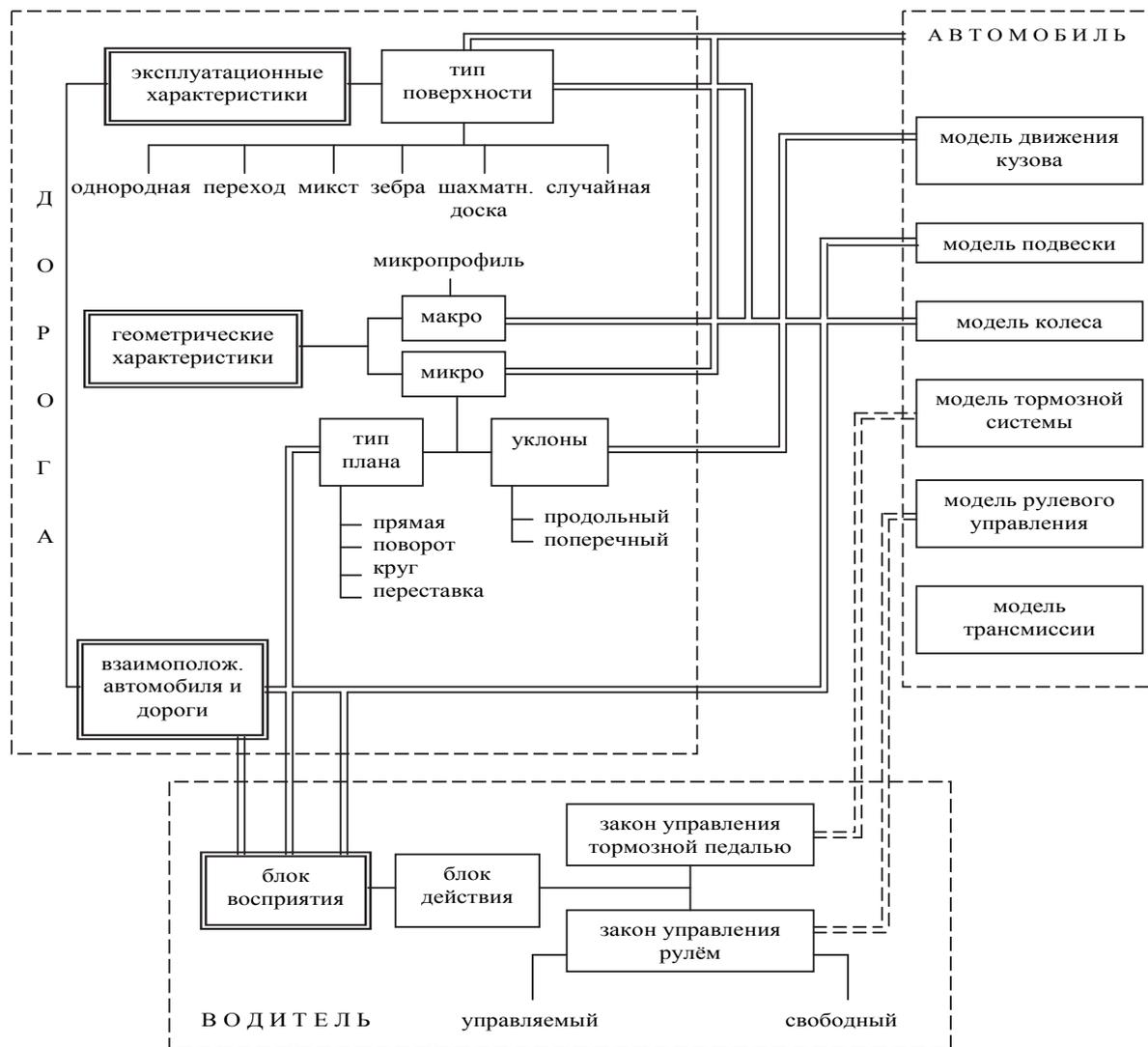


Рис. 1. Схема взаимосвязи моделей подсистем «Автомобиль», «Водитель», «Дорога» и их основные элементы:
 ————— связи, накладываемые подсистемой «Автомобиль»;
 ===== связи, накладываемые подсистемой «Дорога»;
 === связи, накладываемые подсистемой «Водитель»

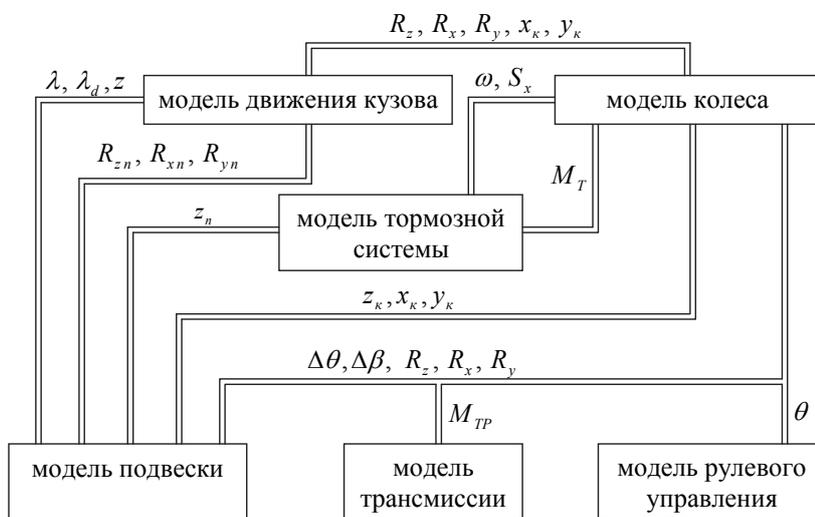


Рис. 2. Схема взаимодействия моделей модулей в подсистеме «Автомобиль» в общем случае торможения

Такое расположение модулей в подсистеме «Автомобиль», когда в первую очередь обрабатываются модули, имеющие наивысший приоритет, позволяет уже на ранних стадиях моделирования обнаруживать невозможность решения задачи, недостаточность связей с другими модулями или нехватку исходных данных. Кроме того, такое разбиение подсистемы «Автомобиль» минимизирует число взаимодействий между модулями, что наилучшим образом сказывается на скорости решения модели на ЭВМ.

Предлагаемый модульный принцип составления математической модели подсистемы «Автомобиль» позволяет совершенствовать модель итерационным методом, который дает возможность добавлять или убирать блоки, изменять их математическое наполнение, сохраняя при этом состав формальных связей для полного описания объекта. Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока для решения задачи не получена модель, которую можно считать наиболее полно отражающей физические и временные процессы, протекающие в реальных объектах.

Эффективная работа математической модели возможна только при наличии надежных исходных параметров. В противном случае усложнение модели может привести к обратному результату – снижению ее достоверности. В нашем случае, при моделировании динамики торможения автомобиля с АБС такими данными являются параметры самого автомобиля (геометрические, весовые и инерционные), колес, тормозной системы, рулевого управления, подвески, трансмиссии, водителя и дороги.

При проектировании АБС от начальных конструкторских работ до запуска в серию разработчикам в первую очередь приходится решать следующие типы основных задач:

- Задача формирования алгоритма затормаживаемого колеса и подбор характеристик модулятора;

- Выбор структуры управления и ее оптимизация, с учетом действий водителя-оператора.

- ✓ Задача формирования алгоритма работы системы

Исследованиями Е.В.Герца, Г.В. Крейнина, Н.Ф. Метлюка, В.П. Автушко и др. установлено, что для описания режима течения жидкости или газа в тормозной магистрали и модуляторе АБС необходимо знание большого числа параметров, которые на стадии проектирования за-

частую невозможно получить с требуемой точностью. Вместе с тем, динамика процессов взаимодействия эластичного колеса с поверхностью дороги достаточно хорошо описана математически. Наиболее эффективным выходом из сложившейся ситуации является применение Виртуально-физического моделирования (ВФТМ), когда часть объекта исследования представлена в виде реального агрегата (часто опытного образца), что позволяет конструктору осуществить оперативную проверку принятых решений еще на стадии отладки и доводки системы.

Поэтому при решении задач оптимизации рабочих процессов автоматизированных тормозных систем и исследования динамичности автомобиля в режиме торможения в целом целесообразно магистрали тормозного контура вместе с модуляторами АБС и рабочими цилиндрами (включая податливость шлангов и жесткость системы «колодка-барабан») представлять натурным объектом с физической моделью, при условии сохранения геометрии магистралей и местоположения исследуемых агрегатов. Тогда шасси автомобиля, тормозной механизм, рулевое управление, подвеску, пару «шина – дорога» и т. п. представляется в виде математической модели на управляющем вычислительном комплексе. Однако, при использовании комплексной технологии моделирования необходимо выполнить одно из важнейших требований – обеспечить работу в реальном масштабе времени. На первом этапе при решении сравнительно простых задач возможен выбор управляющих ЭВМ на основе применения аналоговых вычислительных машин, которые обладают свойством работы в реальном масштабе времени. Проведенные в ВолгГТУ исследования [1] с использованием ЭМУ-10 и АВК-31М показали, что результаты стендовых исследований полностью отражают физическую картину процесса торможения и дают хорошую сходимость по конечным значениям параметров, что подтвердило возможность дальнейшего их использования в исследованиях комплексной моделирующей установки.

Однако, усложнение математического описания различных элементов автомобиля обусловило необходимость применения современных ПК, при этом необходимо обеспечить важнейшее его свойство – работу в реальном масштабе времени. Без выполнения последнего невозможно применение комплексной технологии моделирования. При использовании циф-

ровой вычислительной машины данное требование достигается при выполнении следующего неперенного условия: время расчета процесса должно быть меньше времени его реального протекания.

Практика применения Виртуально-физической технологии моделирования (ВФТМ) в ВолгГТУ показало, что используя системное проектирование и моделирование, возможно построение стендов, объединяющих новые и существующие механические, гидравлические и электрические исполнительные устройства и датчики [1, 2, 3, 7].

Виртуально-физическое моделирование особенно эффективно на данном этапе проектирования, когда реальный объект еще не построен.

На рис. 3 показан пример реализованного стенда для решения задач формирования и оптимизации алгоритма работы Электрогидравлической тормозной системы (ЭГТС) [8, 9, 11].



Рис. 3. Стенд для испытания ЭГТС (для одного контура колеса)

Следующей задачей, которую приходится решать конструкторам является – Задача выбора структуры управления.

Выбор и оптимизация структуры управления может реализовываться на модели класса «шасси». При этом разработчики могут использовать виртуально-физическое моделирование для расширения возможностей испытания ходовой части и электронных автомобильных систем, отвечающих жестким требованиям сертификации по работоспособности и безопасности. Проводить моделирование всей системы, объединяющей несколько различных подсистем, и анализировать ее работоспособность в слишком опасных или дорогих для проведения натурального тестирования условиях и средах [13].

Виртуально-физическое моделирование особенно эффективно на данном этапе проектирования, поскольку требования безопасности и быстродействия обязывают тестировать систему до привлечения людей к ее реализации и необходимо свести к минимуму время простоя реального объекта.

В зависимости от целей исследования математические модели шасси могут принимать различную конфигурацию. В ВолгГТУ созданы математические модели шасси следующих типов АТС: двухосный, трехосный, седельный и прицепной автопоезд. Практика показала необходимость для решения задачи выбора структуры управления помимо традиционных, учета следующих физических процессов: гироскопических моментов управляемых колес при их самоповороте и фединг эффекта в тормозном механизме при действии АБС, гистерезиса и инерционности тормозного механизма при отладке алгоритма.

Стенд представленный на рис. 4 реализован в лаборатории Туринского политехнического института (*Politecnico di Torino, Torino, Italy*) в результате научного сотрудничества исследовательских групп ВолгГТУ и ТПИ, наглядно иллюстрирует возможность решения задач класса шасси. Данный стенд базируется на агрегатах *Alfa-Romeo 157 mod.* и позволяет проводить испытания полнокомплектных систем активной безопасности, как *ABS*, так и *ESP*.

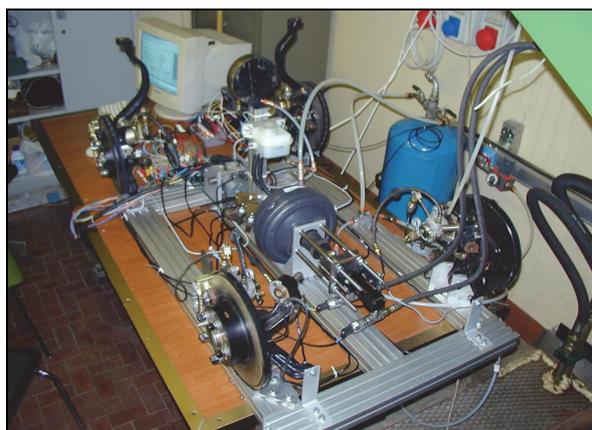


Рис. 4. Внешний вид стенда для испытаний систем активной безопасности

При проведении испытаний использовались различные технические решения подключения блоков. Так, для верификации работы стенда использовалась электронная начинка блоков *Bosch ABS 5.3* и *Bosch ESP 5.7*, а для отработки собственных алгоритмов использовалось непо-

средственное подключение к клапанам гидроблока [3, 12], Это позволило снизить объем дорожных испытаний систем активной безопасности, объединяющих несколько подсистем.

Однако, оптимизация структуры управления невозможна без учета действий водителя по коррекции направления движения. Т.о. третьей задачей является Задача оптимизации структуры управления учитывающая взаимодействие системы «человек–машина»

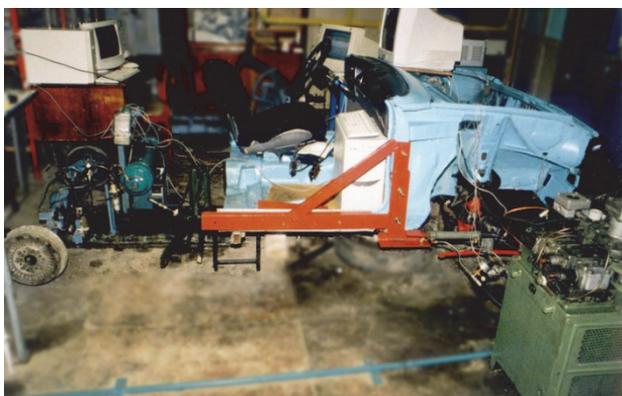
Виртуально-физическое моделирование особенно эффективно для ее решения на данном этапе проектирования, поскольку требования безопасности и быстродействия обязывают тестировать систему до привлечения людей к

ее реализации, необходимо свести к минимуму время простоя реального объекта и необходимо протестировать систему в закритических состояниях, которые физически сложно и небезопасно воспроизвести. На рис. 5 показан пример реализации стенда для решения задач класса «шасси+водитель».

Решение данной задачи возможно за счет расширения возможностей стендового оборудования средствами:

✓ Обеспечивающими визуализацию процесса движения воспринимаемую реальным водителем;

✓ Реализацией каналов тактильной информации передаваемой водителю.



а



б

Рис. 5. Стенд для решения задач класса «шасси+водитель»:
а – общий вид, б – в ходе эксперимента

Оперативное создание прототипов обеспечивает разработчикам систем управления и обработки данных быстрый и недорогой способ испытания проекта на ранних стадиях разработки и анализа с целью выбора наилучшего решения. В зависимости от решаемых задач производится подбор реализуемых функциональных блоков (рис. 6).

Реализация Виртуально-физической технологии моделирования, позволяет автоматизировать многие задачи, предоставляя возможность:

- Осуществлять аппаратное тестирование новых систем активной безопасности и алгоритмов в режиме реального времени
- Создавать альтернативные варианты проекта в кратчайшие сроки
- Уделять больше времени оптимизации системы.

Подтвердить, что разработка будет работать в реальных условиях, можно на ранних этапах при помощи Виртуально-физического моделирования. Проверка производится на аппаратуре,

работающей в реальном времени. При этом можно быстро уточнять и модифицировать проект до тех пор, пока не будет достигнут желаемый результат.

Данные Виртуально-физического моделирования помогают настроить параметры модели, применить численную оптимизацию, исследовать сценарии альтернатив для полосы пропускания контроллера, проверить чувствительность разработки и изучить другие факторы. Применение данного метода также позволяет сравнивать различные реализации систем управления на разных платах, анализировать разработку и оценивать компромиссы. Таким образом, разработчики смогут убедиться в том, что встраиваемая система работает именно так, как и планировалось, перед ее финальной реализацией.

Создавая систему для Виртуально-физического моделирования, разработчик может выбирать подходящее оборудование из сотен различных наименований от ведущих производи-

телей. Разработчик абсолютно свободен в выборе плат ввода/вывода, мощности процессора,

типа исполнения и других особенностей среды итеративной разработки.

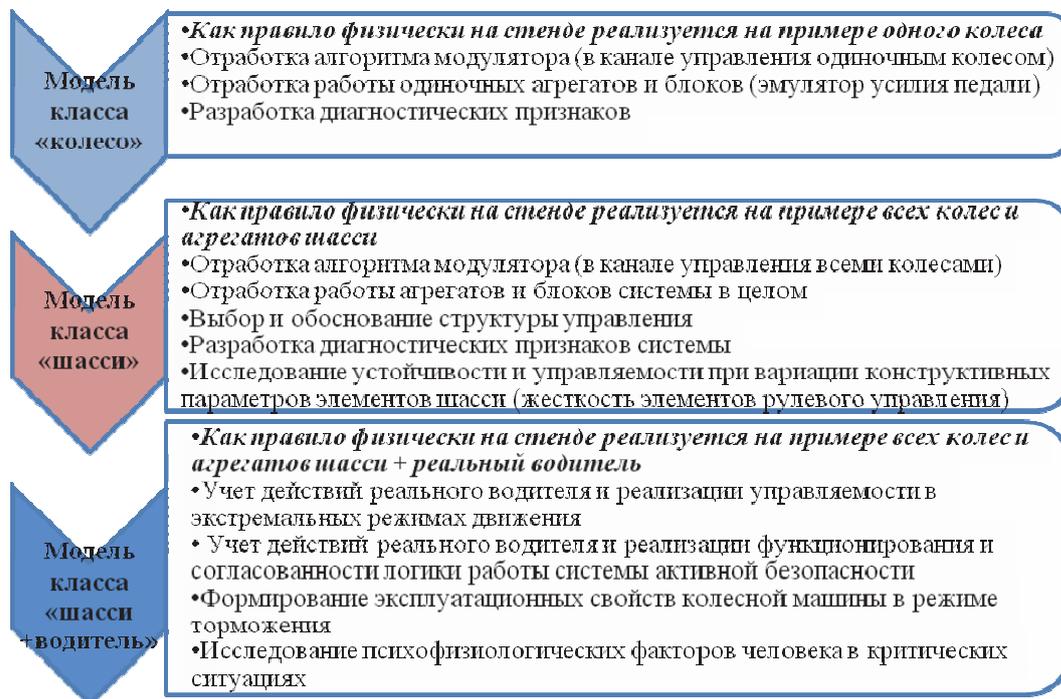


Рис. 6. Принципы подбора и реализации функциональных блоков в зависимости от решаемых задач

Эти стенды, объединяющие несколько подсистем, позволяют выполнять следующие задачи:

- разрабатывать и тестировать ходовую часть и системы управления безопасностью без дорогостоящих дорожных испытаний транспортных средств;
- разрабатывать и проверять алгоритмы с помощью моделей на более ранних этапах разработки;
- осуществлять быстрое прототипирование алгоритмов контроллеров;
- осуществлять программно-аппаратное моделирование электрических и механических компонентов.

Технологии проверки и подтверждения, используемые в процессе разработки, позволяют выявлять ошибки на ранних этапах проектирования. Большинство ошибок возникает на этапе формирования первичной спецификации, однако проявляются только при тестировании. Используя модели для виртуального тестирования на ранних этапах проектирования, специалисты могут сократить время разработки до 50 %.

Операции проверки, подтверждения и тестирования можно выполнять на всех этапах процесса проектирования на основе модели.

Виртуально-физическая технология моде-

лирования (ВФТМ) позволяет решить вышеописанные проблемы возникающие перед конструкторами и испытателями новых систем [2, 3, 4, 5, 6, 10]. На рис. 7 представлен V-цикл проектирования системы активной безопасности, с учетом возможности использования современных методов проектирования и проведения испытаний.

На этапе проектирования и расчета системы, а в последствии и конкретного модуля максимально облегчить труд позволяют программные пакеты математического моделирования (ММ).

На этапе проверки, контроля и испытаний, возможно широкое применение Виртуально-физической технологии моделирования (ВФТМ). Данная технология позволяет совмещать натурные агрегаты систем с математическим описанием динамики протекающих процессов и явлений. При этом управление физическим объектом, как и расчет модели, ведется в реальном масштабе времени. Если, допустим на этапе верификации системы была найдена ошибка, то возможно провести быстрое прототипирование и применить ВФТМ скорректировав спецификацию системы, что не вызывает значительных задержек при проектировании и проблема может быть решена локально.

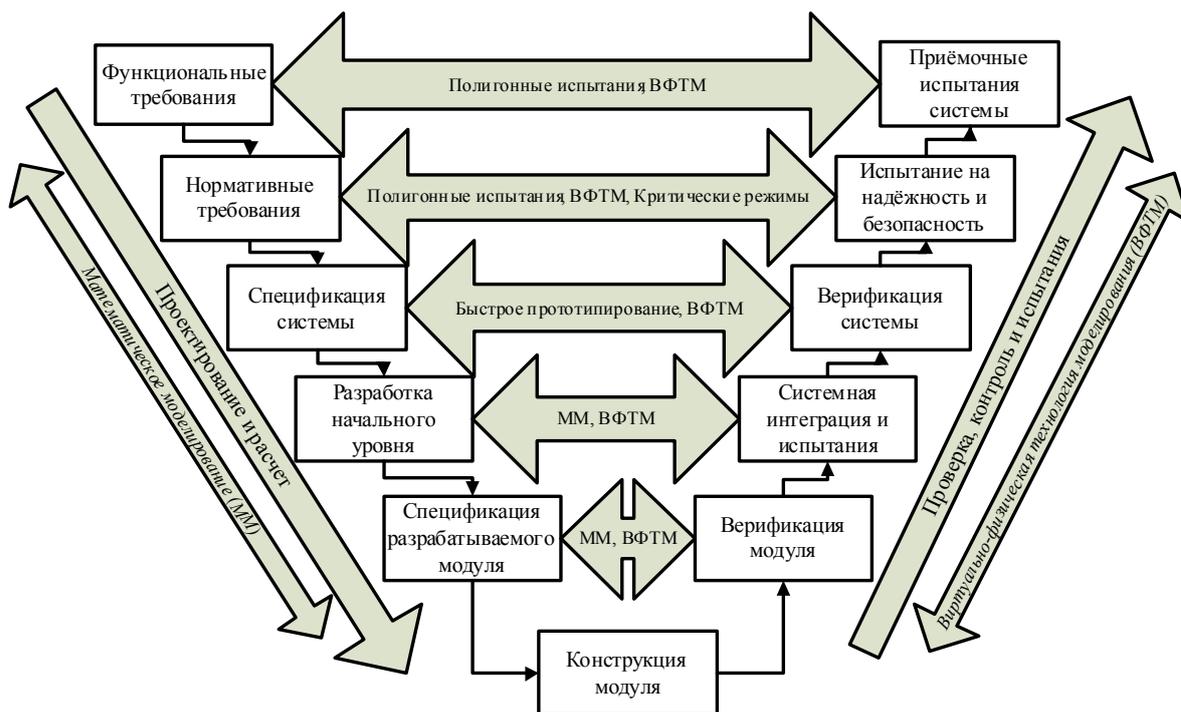


Рис. 7. V-цикл проектирования системы активной безопасности

Использование прототипов для ранней верификации разработки системы дает пользователю возможность протестировать, оптимизировать и проверить разработанные алгоритмы на аппаратном обеспечении перед началом производства. Ранняя проверка посредством Виртуально-физического моделирования позволяет резко сократить время разработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ревин, А.А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения: монография / А.А. Ревин; ВолгГТУ. – Волгоград: РПК "Политехник", 2002. – 372 с.
2. Дыгало, В.Г. Виртуально-физическая технология лабораторных испытаний систем активной безопасности автотранспортных средств: монография / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2006. – 316 с.
3. Дыгало, В.Г. Технологии испытания систем активной безопасности автотранспортных средств: монография / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин. – М.: Машиностроение, 2012. – 387 с.
4. Ревин, А.А. Виртуальные испытания в цикле проектирования автоматизированных тормозных систем / А.А. Ревин, В.Г. Дыгало // Наука - производству. – 2005. – №1. – С. 43–47.
5. Исследование свойств активной безопасности транспортных средств методом имитационного моделирования / А.В. Тумасов, А.М. Грошев, С.Ю. Костин, М.И. Саунин, Ю.П. Трусов, В.Г. Дыгало // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. – № 2. – С. 34–37.
6. Ревин, А.А. Комплексное моделирование в цикле проектирования автомобилей и их систем / А.А. Ревин, В.Г. Дыгало // Автомобильная промышленность. – 2002. – №11. – С. 29–30.
7. Дыгало, В.Г. Оценка адекватности при моделировании тормозной динамики автомобиля с АБС / В.Г. Дыгало, В.В. Котов, А.А. Ревин // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 12. – С. 16–18.
8. Дыгало, В.Г. Разработка алгоритма управления двухпозиционными клапанами для электрогидравлической тормозной системы колесной машины методами виртуально-физической технологии моделирования / В.Г. Дыгало // Вестник Академии военных наук. – 2011. – № 2 (спецвыпуск). – С. 118–122.
9. Стенд для комплексных лабораторных испытаний ЭГТС / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин, А. Сорниотти, М. Веллардокиа // Автомобильная промышленность. – 2006. – №3. – С. 34–36.
10. Дыгало, В.Г. Виртуально-физическая технология моделирования в V-цикле при проектировании систем активной безопасности / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 5: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – № 2. – С. 35–38.
11. Дыгало, В.Г. Разработка алгоритма управления двухпозиционными клапанами для электрогидравлической тормозной системы методами виртуально-физической технологии моделирования / В.Г. Дыгало // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 3: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 37–40.
12. Дыгало, В.Г. Разработка устройства имитации сигналов колесных датчиков системы активной безопасности / В.Г. Дыгало // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 5: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – № 2. – С. 32–35.
13. Фадин, А.М. Методика оценки алгоритмов управления автомобилем в автоматическом режиме / А.М. Фадин, А.М. Иванов, С.С. Шадрин // Вестник МАДИ. – 2013. – Вып. 3(34). – С. 3-7.

УДК 629.113-592.2

Е. И. Железнов, Р. Е. Железнов

ОСОБЕННОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗВЕНЬЕВ МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЕЗДА С АКТИВНЫМ ПРИЦЕПОМ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: DrSpeer@mail.ru)

В статье приведены результаты исследования динамического взаимодействия звеньев малотоннажного автопоезда с активным прицепом при торможении.

Ключевые слова: малотоннажный автопоезд, тягач, прицеп, сцепное устройство.

This article presents some results of research of the influence of constructive and operational factors on the dynamical interaction of the low-tonnage road train links under braking.

Keywords: low-tonnage road train, tractor, trailer, coupling device.

Выпускаемые в настоящее время одноосные прицепы предназначены, в основном, для эксплуатации с легковыми автомобилями. Для них характерны небольшая грузоподъемность (до 200 – 300 кг) и отсутствие рабочей тормозной системы, а для их буксировки применяются жесткие сцепные устройства (СУ) «шарового» типа. Проведенные в ВолгГТУ исследования [1], показали, что оборудование прицепа рабочей тормозной системой, позволит на 20 – 25 % сократить тормозной путь автопоезда (АП), в 3 – 3,5 раза снизить величину динамических нагрузок в СУ и в 2 – 2,5 раза увеличить его грузоподъемность. За рубежом широкое распростра-

нение получила инерционная тормозная система (ИТС), которая использует для торможения прицепа инерцию его наката на тягач. При этом тормозная сила $P_{тп}$ на оси прицепа и усилие в сцепке P_k функционально связаны между собой соотношением $P_{тп} = i_0 P_k$, где i_0 – силовое передаточное число ИТС. При некоторых условиях наличие такой взаимосвязи может привести к появлению интенсивных относительных колебаний звеньев [2] и к росту динамических нагрузок в СУ автопоезда. На рис. 1, в качестве примера, приведены графики, характеризующие изменение сил P_k и $P_{тп}$ в процессе торможения малотоннажного АП с прицепом, оборуду-

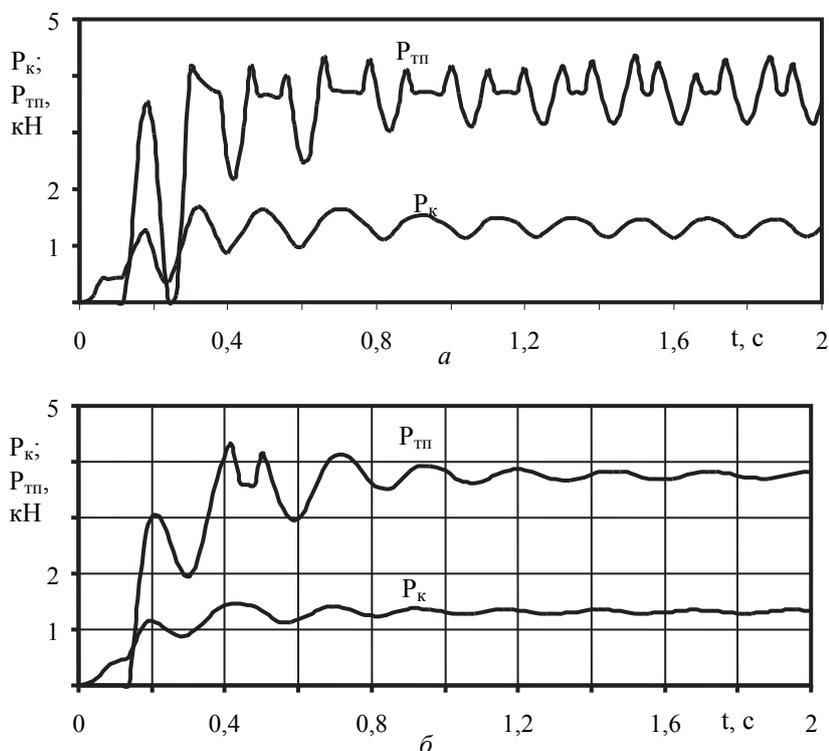


Рис. 1. Изменение усилия в сцепке P_k и тормозных сил $P_{тп}$ на колесах прицепа при торможении малотоннажного АП с ИТС:

а – СУ «шарового типа»; б – СУ с упругодемпфирующей связью ($C_{сш} = 150$ кН/м, $\eta_{сш} = 4,5$ кНс/м)

дованным ИТС, и различными СУ. Как видно (см. рис. 1, а), в случае применения жесткого СУ процесс взаимодействия звеньев АП при торможении имеет колебательный характер и стремится к некоторому стационарному режиму – режиму автоколебаний, при котором изменение усилия в сцепке P_k приводит к изменению тормозных сил $P_{тп}$ на колесах прицепа, что, в свою очередь, оказывает влияние на величину P_k и далее этот процесс повторяется до полной остановки АП. Автоколебания могут происходить без блокирования колес прицепа и с периодическим их блокированием, как в рассмотренном выше примере.

В данной автоколебательной системе источником энергии является затормаживаемый прицеп; основную колебательную систему образуют СУ и устройство управления ИТС, включающие в себя упругие и демпфирующие элементы, а роль «обратной связи» выполняет тормозной привод прицепа, который реализует приведенную выше зависимость между P_k и $P_{тп}$.

В автоколебательных системах параметры колебаний определяются параметрами самой системы. Приведенный на рис. 1, б график показывает, что изменение конструкции сцепки, например, применение в ней упругих и демпфирующих элементов, позволяет оптимизировать процесс торможения прицепа и снизить уровень нагрузок в СУ.

$$P_{км} = 2981,7 + 775,6x_1 - 83,7x_2 + 344,7x_3 + 395,6x_4 - 307,1x_5 - 113,1x_1x_2 - 32,8 \times \\ \times x_1x_3 + 111,2x_1x_4 - 151,3x_1x_5 + 30,5x_2x_3 - 61,6x_2x_4 + 80,9x_2x_5 + 32,6x_3x_4 - \\ - 28,5x_3x_5 - 85,1x_4x_5 - 116,4x_1^2 + 19,3x_2^2 + 105,5x_3^2 - 43,4x_4^2 + 107,4x_5^2; \\ \sigma_p = 422,2 + 181,8x_1 - 79,9x_2 + 60,8x_3 + 15,2x_4 - 80,5x_5 - 41,5x_1x_2 + 9,7x_1x_3 + \\ + 2,4x_1x_4 - 35,0x_1x_5 + 11,0x_2x_3 - 57,3x_2x_4 + 57,0x_2x_5 + 2,3x_3x_4 - 6,5x_3x_5 - \\ - 13,5x_4x_5 + 2,8x_1^2 + 46,0x_2^2 + 27,1x_3^2 + 18,4x_4^2 + 20,4x_5^2;$$

где x_1 – масса прицепа, M_p ; x_2 – силовое передаточное число ИТС, i_0 ; x_3 – зазор в СУ, ξ_x ; x_4 – коэффициент жесткости упругого элемента сцепки, $C_{сц}$; x_5 – коэффициент неупругого сопротивления сцепки, $\eta_{сц}$.

Анализ коэффициентов регрессии уравнений показал, что по силе влияния на величину $P_{км}$ факторы располагаются в следующем порядке: M_p , $C_{сц}$, ξ_x , $\eta_{сц}$, i_0 , а на величину σ_p – M_p , $\eta_{сц}$, i_0 , ξ_x , $C_{сц}$. Причем влияние массы M_p , которая в зависимости от загрузки прицепа может существенно изменяться, значительно превосходит влияние остальных факторов. С увеличением M_p величины $P_{км}$ и σ_p растут (рис. 2),

Как известно [3], величина нагрузок в СУ зависит от конструктивно-эксплуатационных факторов, к числу которых относятся: масса прицепа M_p , интенсивность торможения звеньев АП, жесткость $C_{сц}$ упругой связи, демпфирующее сопротивление $\eta_{сц}$ и величина зазора ξ_x в сцепном узле. С целью оценки влияния этих факторов на величину и характер изменения нагрузок в СУ малотоннажного АП при торможении были проведены расчетные исследования с помощью описанной в работе [1] математической модели. В качестве объекта исследования был принят малотоннажный АП на базе тягача, с параметрами автомобиля УАЗ-3741 и одноосного прицепа, оборудованного ИТС. Результаты расчетов были обработаны с помощью методов теории эксперимента и представлены в виде уравнений и графиков, отражающих влияние, как одиночных факторов, так и их взаимодействий на оценочные показатели, в качестве которых приняты: максимальная величина $P_{км}$ и среднее квадратическое отклонение σ_p усилия в сцепке.

Ниже в качестве примера приведены результаты расчетов для случая торможения исследуемого АП с начальной скорости $v_0 = 70$ км/ч на дороге с коэффициентом сцепления $\phi_x = 0,7$. Рассмотрим их.

что связано во-первых, с усилением наката прицепа на тягач (увеличение $P_{км}$), а во-вторых, с повышением интенсивности относительных колебаний звеньев (увеличение σ_p).

С увеличением зазора ξ_x и жесткости $C_{сц}$ упругого элемента нагрузки в сцепке также возрастают, а относительные колебания звеньев усиливаются и наоборот увеличение коэффициента демпфирования $\eta_{сц}$ и интенсивности торможения прицепа (рост i_0) приводит к снижению величин $P_{км}$ и σ_p .

Значительное влияние на величину оценочных показателей оказывают парные взаимодействия факторов, и в первую очередь, с M_p и i_0 .

Учитывая заявленную направленность работы, ограничимся анализом взаимного влияния па-

раметров сцепки ($\xi_x, C_{сц}, \eta_{сц}$) и ИТС (i_0) на оценочные показатели.

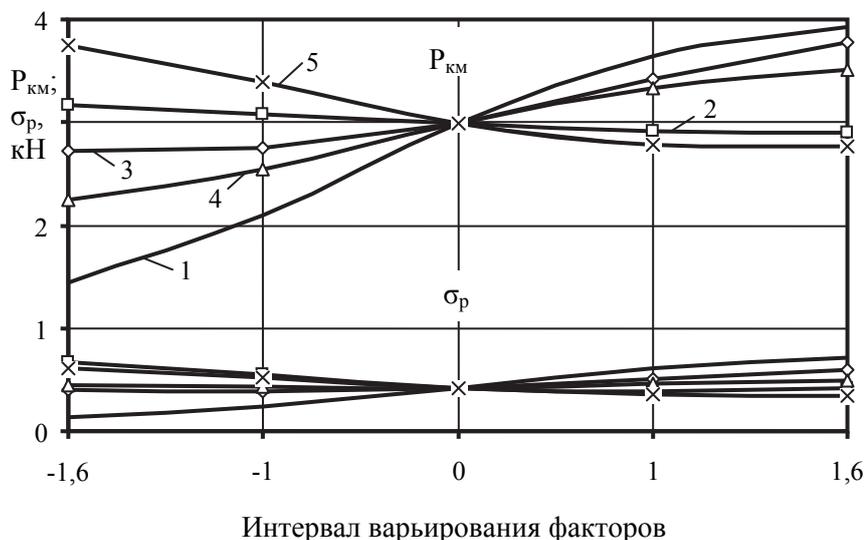


Рис. 2. Влияние одиночных факторов на величину оценочных показателей:
1 – $M_{ш}$; 2 – i_0 ; 3 – ξ_x ; 4 – $C_{сц}$; 5 – $\eta_{сц}$

Как видно (рис. 3, а и 4, а), увеличение зазора ξ_x при любых значениях i_0 приводит к росту динамических нагрузок в СУ. Причем с увеличением i_0 влияние зазора усиливается. Так, при $x_2 = -1,6$ ($i_0 = 2,1$) изменение ξ_x с 0 до 0,02 м сопровождается ростом $P_{км}$ в 1,3 раза и σ_p в 1,2 раза, а при $x_2 = 1,6$ ($i_0 = 8,5$) в 1,5 и 1,7 раза

соответственно. Расчеты показали, что усиление влияния зазора с увеличением i_0 происходит в результате блокирования колес прицепа и усиления относительных колебаний звеньев АП. Наибольших значений ($P_{км} = 3,9$ кН, $\sigma_p = 0,8$ кН) оценочные показатели достигают при $x_2 = -1,6$ и $x_3 = 1,6$.

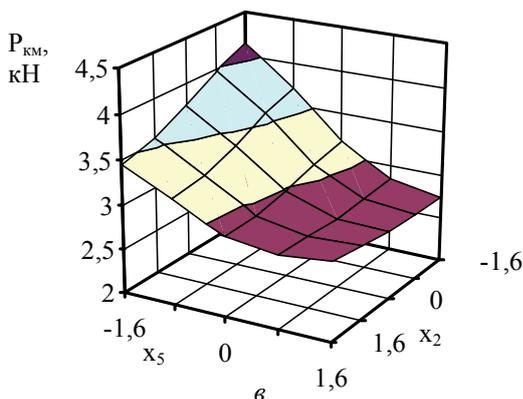
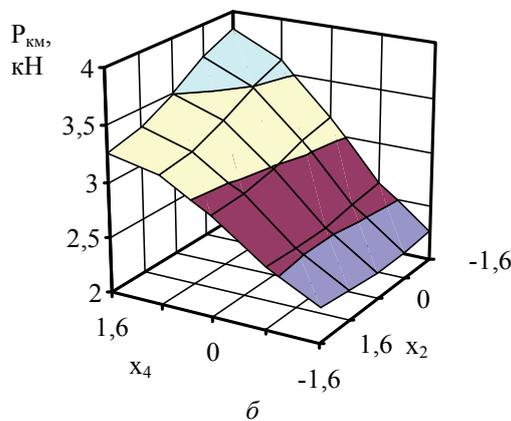
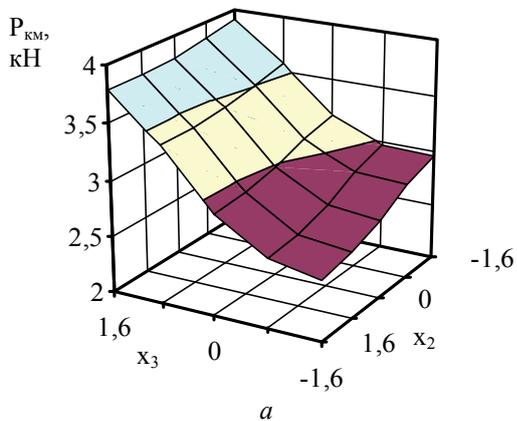


Рис. 3. Влияние силового передаточного числа ИТС (x_2) и параметров СУ на максимальную величину $P_{км}$ усилия в сцепке расчетного АП при торможении

Влияние взаимодействия x_2x_4 ($i_0C_{сц}$) на величину и характер изменения оценочных показателей более весомо, это следует из анализа коэффициентов регрессии, но и более противоречиво (рис. 3, б и 4, б). С увеличением жесткости $C_{сц}$ упругого элемента сцепки величина $P_{км}$ монотонно растет при любых i_0 (см. рис. 3, б) и достигает максимального значения $P_{км} = 3,84$ кН при $x_4 = 1,6$ ($C_{сц} = 300$ кН/м). Характер влияния $C_{сц}$ на величину σ_p зависит от i_0 (см. рис. 4, б). При малых значениях i_0 ($x_2 < 0$) изменение $C_{сц}$ с 50 до 300 кН/м приводит увеличению величины σ_p в 1,6 раза, что говорит о значительном усилении колебаний в СУ. При $x_2 > 0$ ($i_0 > 5,3$) изменение $C_{сц}$ в тех же пределах приводит уже к снижению величины σ_p в 1,7 раза.

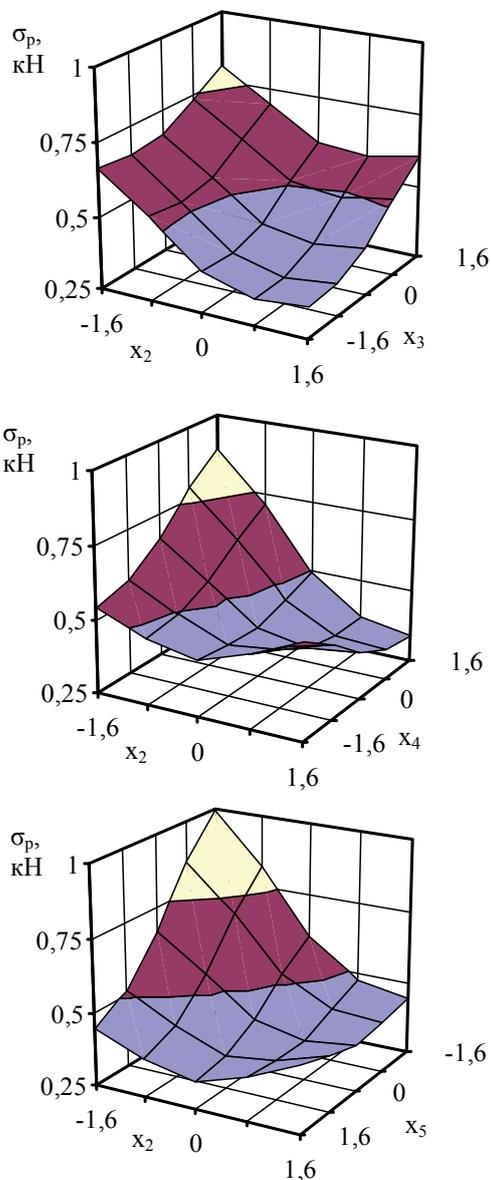


Рис. 4. Влияние силового передаточного числа ИТС (x_2) и параметров СУ на среднее квадратическое отклонение σ_p усилия в сцепке расчетного АП при торможении

В свою очередь характер влияния i_0 на оценочные показатели зависит от жесткости СУ. Так, при $C_{сц} < 175$ кН/м ($x_4 < 0$) изменение i_0 в интервале $[2,1; 8,5]$ практически не влияет величину $P_{км}$, а изменение $\sigma_p = f(i_0, C_{сц})$ имеет экстремальный характер, при котором (см. рис. 4, б) отклонение i_0 в ту или иную сторону от некоторого оптимального значения приводит к увеличению показателя. При $C_{сц} \geq 175$ кН/м ($x_4 \geq 0$) изменение i_0 в указанных выше пределах сопровождается монотонным ростом $P_{км}$ и таким же снижением величины σ_p .

Влияние взаимодействия x_2x_5 ($i_0\eta_{сц}$) на оценочные показатели по силе наиболее весомо (см. уравнения регрессии), а по характеру подобно влиянию x_2x_4 с учетом «полярности» изменения параметров $C_{сц}$ и $\eta_{сц}$. Так, при $x_2 \leq 1$ ($i_0 \leq 7,3$) увеличение коэффициента $\eta_{сц}$ приводит к монотонному снижению величин $P_{км}$ (рис. 3, в) и σ_p (рис. 4, в), а при $x_2 > 1$ к их небольшому росту, вследствие блокирования колес прицепа. Изменение оценочных показателей в функции i_0 имеет экстремальный характер, наиболее отчетливо видимый на графике $\sigma_p = f(i_0, C_{сц})$. В целом же применение демпфера в СУ оказывает однозначно положительное влияние на динамику взаимодействия звеньев АП в процессе торможения.

Таким образом, проведенные исследования показали, что малотоннажный АП с прицепом, оборудованным ИТС, при торможении является потенциально автоколебательной системой, в которой в зависимости от соотношения параметров сцепного устройства и инерционной тормозной системы, могут происходить как автоколебания, так и затухающие колебания прицепа относительно тягача. Поэтому при проектировании указанных систем необходимо учитывать их взаимное влияние на процесс движения АП и так выбирать конструктивные параметры, чтобы исключить появление автоколебаний прицепа при торможении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Железнов Е. И. Повышение тормозных свойств малотоннажных автопоездов: монография / Е. И. Железнов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2000. – 144 с.
2. Железнов Е. И. Влияние динамических процессов на распределение тормозных сил между осями малотоннажного автопоезда / Е. И. Железнов, Е. Ю. Липатов // Наземные транспортные системы: Межвуз. сб. науч. тр. / ВолгГТУ. – Волгоград, 1999. – С. 125 - 128
3. Шуклин М. М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей: Конструкция, теория, расчет/М. М. Шуклин. – Л.: Машиностроение, 1961. – 217 с.

УДК 629.113.001

И. С. Жуков, А. А. Ревин

**СПОСОБЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОЛНОЙ РАБОТЫ ТОРМОЖЕНИЯ,
ОСУЩЕСТВЛЯЕМОЙ ТОРМОЗНЫМ МЕХАНИЗМОМ АВТОМОБИЛЯ С АБС**

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ilya.zhukov@rambler.ru, revin@vstu.ru)

Рассмотрены особенности определения полной работы, осуществляемой тормозами автомобиля. Выведены основные закономерности ее составляющих.

Ключевые слова: полная работа торможения, АБС, автотранспортное средство, тормозной механизм, средняя температура, путь трения.

The paper describes the features of determining the total work carried out brakes car. We derive basic patterns its components.

Keywords: the total work of braking, ABS, vehicle, brake gear, average temperature, friction path.

Увеличение доли выпускаемых производителями автомобилей с АБС при использовании традиционных элементов тормозных систем базовых моделей ставит вопрос о тепловой нагруженности тормозных механизмов, поскольку в отличие от традиционного способа торможения юзом основная часть кинетической энергии автомобиля гасится за счет трения в тормозах, что неизбежно приведет к увеличению температуры их нагрева. Следовательно, несмотря на развитие технологий проектирования и расчета, оценка вероятности возможного отказа тормозов автомобиля в процессе эксплуатации по причине феттинга является актуальной задачей. При этом важно, чтобы при проектировании тормозных механизмов автомобилей с АБС производители имели возможность оценивать эффективность их работы. Для этого необходимо иметь расчетные методики, позволяющие анализировать такие рабочие характеристики как: изменение в процессе торможения момента трения, температуры поверхности тормозных дисков, скорости и продолжительности торможения, а также поглощаемой мощности и тормозного момента в зависимости от физико-механических и теплофизических свойств материалов фрикционной пары, а также конструктивных, силовых и кинематических параметров тормоза.

Для определения теплотехнических параметров тормозного механизма необходимо оценить какая часть работы совершается тормозными механизмами. Так, расчет средней температуры фрикционных элементов в процессе торможения представляет большой интерес при оценке температурного режима работы тормоза и может быть особенно полезен в случаях, когда непосредственный замер температур в реальных точках контакта и поверхности трения в целом затруднен.

Величину средней температуры в процессе кратковременного торможения, без учета теплоотдачи в окружающую среду, можно определить по зависимости, полученной профессором А. В. Чичинадзе [1]

$$g^* = \frac{W_{Т.П.}(1 - \alpha''_{Т.П.})b_1}{\lambda_1 A_{a1} t_T} \left[\frac{1}{3} \tau_N + \tau_W F_{01} \right], \quad (1)$$

где $W_{Т.П.}$ – полная работа торможения; $\alpha''_{Т.П.}$ – коэффициент распределения тепловых потоков; A_{a1} – номинальная площадь трения; t_T – продолжительность торможения; $\lambda_{1,2}$ – коэффициент теплопроводности; τ_N, τ_W – временные характеристики мощности и работы; F_{01} – числа Фурье фрикционных элементов.

В свою очередь, коэффициент распределения тепловых потоков может быть найден по зависимости

$$\alpha''_{Т.П.} = 1 / \left[1 + \frac{b_1 \lambda_2}{b_2 \lambda_1} \left(\frac{\frac{1}{3} \tau_N + F_{O2} \tau_W}{\frac{1}{3} \tau_N + F_{O1} \tau_W} \right) \right], \quad (2)$$

где $b_{1,2}$ – толщина фрикционных элементов.

В этой связи возникает необходимость в достаточно точном определении полной работы торможения, совершаемой тормозным механизмом. Для определения последней необходимо нахождение величины тормозной силы на диске и длина пути трения тормозного диска. Существует несколько подходов для определения тормозной силы. Рассмотрим некоторые из них более подробно.

В соответствии с первым подходом необходимо составить уравнение моментов заторможенного колеса относительно его оси [2].

$$J_k \frac{d\omega_k}{dt} = M' - R_x r_o - R_z a_{uz} \quad (3)$$

где M' – момент, подводимый к колесу от полуоси или тормозного диска.

Тогда из уравнения (3) найдем момент на тормозном диске в виде:

$$M' = J_{\kappa} \frac{d\omega_{\kappa}}{dt} + R_x r_{\partial} + R_z a_{\text{ш}} \quad (4)$$

Тормозная сила для среднего диаметра тормозного диска определится из выражения (4)

$$P_{\text{диск}} = (J_{\kappa} \frac{d\omega_{\kappa}}{dt} + R_x r_{\partial} + R_z a_{\text{ш}}) \frac{r_{\text{диск}}}{2} \quad (5)$$

Определение тормозной силы данным способом затруднено необходимостью учета реального пятна контакта, что в формуле (5) учитывается параметрами $a_{\text{ш}}$ и r_{∂} . При этом обычно принимают допущение о равенстве r_{∂} радиусу нагруженного колеса r_c .

Другой подход основан на приведенной к тормозному диску работе торможения, которую с достаточной точностью можно определить через соотношение продольной реакции и тормозного момента. Для этого свяжем их величиной динамического радиуса. Несмотря на условность такого соотношения этого достаточно для сравнительно точного нахождения работы. Тормозной момент на колесе определяется по известной зависимости

$$M_{\text{мод}} = R_x \cdot r_{\partial} \quad (6)$$

Значение продольной реакции выразим через нормальную реакцию на колесе и особенностей функционирования антиблокировочной системы:

$$R_x = R_z \cdot \varphi_{\text{max}} \cdot \xi_{\text{абс}} \quad (7)$$

Параметр $\xi_{\text{абс}}$ называется степенью использования максимального коэффициента сцепления при функционировании антиблокировочной тормозной системы [2]. Величина $\xi_{\text{абс}}$ определяется из требований, предъявляемых стандартами к эффективности торможения автомобиля с АБС. Так, для сухого асфальтобетона она должна быть на уровне торможения юзом $\xi_{\text{абс}} = 0,9$, для мокрого и укатанного снега $\xi_{\text{абс}} = 0,85$. Введение в расчет данного показателя существенно упрощает эмпирические зависимости и позволяет исключить рассмотрение зависимостей работы алгоритма конкретно взятой антиблокировочной системы, поскольку сам алгоритм и матрица значений блока управления антиблокировочной системы часто являются коммерческой тайной производителей тормозных систем.

Значение тормозной силы по средней окружности определяется следующим выражением:

$$P_m = 2 \frac{M_{\text{мод}}}{r_{\text{диск}}} \quad (8)$$

где: $r_{\text{диск}}$ – радиус тормозного диска.

С учетом реакции R_x получим искомое выражение в виде

$$P_m = 2 \frac{R_z \cdot \varphi_{\text{max}} \cdot \xi_{\text{абс}} \cdot r_{\partial}}{r_{\text{диск}}} \quad (9)$$

Третий путь нахождения работы торможения основан на зависимости между усилием нажатия на тормозную педаль и усилием прижатия тормозных колодок к тормозному диску. Условно принимаем, что торможение происходит при максимально обжатой педали тормоза. Тогда тормозная сила (тормозной момент) будет зависеть от работы АБС и тормозных механизмов. Кроме того, принимаем, что торможение происходит с отсоединенным двигателем.

Зависимость тормозного момента от усилия прижатия тормозных колодок [3] определяется для элементарного кольца диска d_p расположенном на радиусе ρ (рис. 1). Проинтегрировав от r до R и окончательно получаем:

$$M_c = \mu z_{\mu} F_H r_{\mu} \quad (10)$$

где μ – расчетный коэффициент трения; z_{μ} – число пар поверхностей трения; F_H – прижимная сила тормозных колодок; r_{μ} – радиус трения.

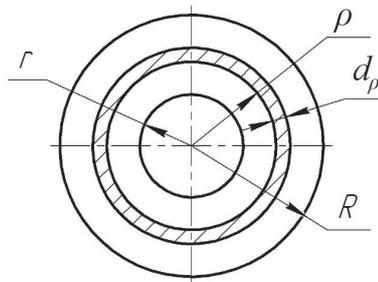


Рис. 1. Схема для определения момента трения тормозного диска

Таким образом, усилие прижатия тормозных колодок и, следовательно, приведенная к тормозному диску тормозная сила будут зависеть от работы антиблокировочной системы, тормозного привода и тормозных механизмов. В этом и заключается сложность достаточно точного нахождения силы прижатия тормозных колодок.

Рассмотрев перечисленные выше способы нахождения тормозной силы, приходим к выводу, что наиболее приемлемым в данном исследовании является второй способ. Простота

нахождения зависимостей является его основным преимуществом. Сложность заключается в определении коэффициентов, однако их значения можно получить экспериментально или принять средние значения из ряда исследований по тормозной динамике автомобиля с АБС.

Для нахождения полной работы трения в тормозном механизме необходимо знать путь трения в паре «тормозной диск – колодка». Теоретические предпосылки определения пути трения отдельного колеса автомобиля в режиме торможения рассмотрим в соответствии с изложенным в работе [4] подходом.

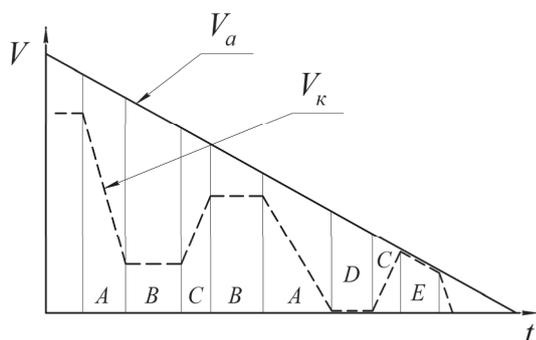


Рис. 2. Возможные варианты периодов при торможении: А – затормаживание, В – квазиравномерное вращение, С – растормаживание, D – юз, E – свободное вращение (полное растормаживание), V_a – скорость автомобиля, V_k – приведенная радиальная скорость вращения колеса

Вращение отдельного колеса автомобиля с АБС при торможении характеризуется различным сочетанием скоростных режимов, обусловленных функционированием тормозной системы и контактом шины с дорожным покрытием (см. рис.2). Можно выделить следующие характерные периоды: затормаживание, растормаживание, блокировка или юз колеса, свободное качение и квазиравномерное движение в области $\dot{\omega}_k \approx 0$.

Динамика изменения скоростей колес при торможении автомобиля с АБС и без АБС различна, поэтому выделены периоды работы колеса и применен соответствующий способ расчета показателей. Каждый период характеризуется различным сочетанием скоростных и нагрузочных показателей. Учитывая кратковременность протекания цикла работы АБС примем допущение, что каждый период характеризуется установившимся замедлением (ускорением) $j_{уст}$ и средней скоростью.

При одних и тех же значениях тормозного пути автомобиля с АБС и без нее могут иметь различные характеристики для пар трения «ба-

рабан (диск)-накладка» и «шина-дорога». Для расчета пути трения в каждом сопряжении тормозных механизмов «барабан-накладка» воспользуемся следующей зависимостью

$$L_{Tp} = (V_{н,к} + V_{к,к})(t_{к,к} - t_{н,к})(r_{\delta} / r_k) / 2, \quad (11)$$

или $L_{Tp} = (V_{н,к}^2 - V_{к,к}^2) / 2j_{уст,к}$;

где $V_{н,к}$, $V_{к,к}$ – радиальная скорость вращения колеса в начале и в конце промежутка времени; $t_{н,к}$, $t_{к,к}$ – моменты времени в начале и в конце промежутка времени; r_{δ} – радиус тормозного барабана; r_k – радиус колеса.

Пути трения для каждого из периодов могут быть определены из следующих зависимостей.

1) Период затормаживания и растормаживания

$$L_{Tp} = (V_{н,к}^2 - V_{к,к}^2) / 2j_{уст,к}, \quad (12)$$

где $V_{н,к}$, $V_{к,к}$ – скорость вращения колеса в начале и в конце периода, $j_{уст,к}$ – установившееся ускорение вращения колеса, r_k – радиус колеса, r_{δ} – средний радиус тормозного диска.

2) Свободное качение колеса $L_{Tp} = 0$,

3) Блокирование колеса $L_{Tp} = 0$,

4) Постоянное (квазиравномерное) вращение колеса

$$L_{Tp} = V_{н,к} \cdot t_{п} \quad (13)$$

где $t_{п}$ – длительность периода равномерного вращения колеса.

Для нахождения общего пути трения на всех участках просуммируем полученные выше зависимости (12), (13)

$$L_{Tp,мм} = \sum_{i=0}^I L_{TpTi} + \sum_{j=0}^J L_{TpPj} + \sum_{n=0}^N L_{Tp\Pi n}, \quad (14)$$

где: $L_{mp, мм}$ – путь трения накладки о барабан; I – количество участков торможения; J – количество участков растормаживания; N – количество участков постоянного качения колеса; L_{TpTi} – путь трения для пары «диск – накладка» на i -ом участке торможения; L_{TpPj} – путь трения для пары «диск – накладка» на j -ом участке растормаживания; $L_{Tp\Pi n}$ – путь трения для пары «диск – накладка» на n -ом участке торможения постоянного качения колеса.

Вследствие несинхронного вращения колес автомобиля в процессе торможения (обусловлено различными факторами как при наличии АБС, так и без нее) тормозные механизмы даже одной оси автомобиля могут иметь различные показатели работы по пути трения.

Окончательно приведенная к тормозному диску работа трения определяется из выражения:

$$W_{т.п.} = L_{тр} P_m, \quad (15)$$

Необходимо отметить, что определение полной работы торможения помимо определения средней температуры в точках контакта тормозного механизма является предпосылкой для создания компьютерной модели температурного поля тормозного механизма.

УДК 629.114.2.042.027

А. В. Калмыков, В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, М. В. Ляшенко

СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА ЗА СЧЕТ ВВОДА УПРУГОГО РЕАКТИВНОГО ЗВЕНА

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: shehovtsov@vstu.ru)

В представленном материале рассмотрено устройство, позволяющее снизить динамическую нагрузку силовой передачи гусеничного трактора за счет изменения крутильной жесткости реактивного звена в конечной передаче.

Ключевые слова. трактор, силовая передача, динамическая нагруженность.

The article describes a device that reduces the dynamic loading of power transmission crawler tractor by the change in the torsional rigidity of the reactive level in the final gear.

Keywords: tractor, power transmission, dynamic loading.

Одним из самых нагруженных узлов трансмиссии перспективного сельскохозяйственного гусеничного трактора ЧЕТРА–6С315 является планетарная конечная передача. Ведущее колесо является генератором крутильных колебаний, вызванных его ударным взаимодействием со звенчатой гусеницей. Ведущее колесо передает в трансмиссию крутильные колебания, вызванные неравномерностью действия крюковой нагрузки и раскачиванием остова на подвеске. Для эффективного снижения амплитуд крутильных колебаний, распространяющихся по трансмиссии со стороны ходовой системы, установка упругодемпфирующего устройства наиболее целесообразна в месте, как можно ближе расположенном к источнику возбуждения, то есть к ведущему колесу [1, 2, 5, 6, 7].

Авторами предложено [1, 2, 4, 8, 9, 10] вместо жесткого крепления к корпусу коронной шестерни планетарной конечной передачи трактора использовать ограниченно-упругое (5 градусов вперед-назад). Выполнена конструктивная проработка упругой муфты с пакетами упругих металлических пластин, устанавливаемой между ступицей и венцом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Чичинадзе, А.В. Тепловая динамика трения. – М.: Наука, 1970. – 171с.
2. Ревин А.А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения: монография/ ВолгГТУ. – Волгоград, 2002. – 372 с.
3. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: [Учебное пособие для спец. "Автомобили и тракторы"] А.И. Гришкевич, В. А. Вавуло, А.В. Карпов и др./: Под редакцией А.И. Гришкевича. – М.: Выс. шк., 1985. – 240с.
4. Ревин А.А. Влияние рабочего процесса АБС на долговечность элементов шасси автомобиля: монография/ А.А. Ревин, М.В. Полуэктов, М.Г. Радченко, Р.В. Заболотный; под ред. А.А. Ревина. – М.: Машиностроение, 2013. – 224 с.

Пакеты пластин предназначены для сглаживания пиковых нагрузок, возникающих как на переходных, так и на установившихся режимах. При предельных положениях деформированных пластин обеспечивается жесткое соединение между ступицей и венцом муфты по контактными поверхностям косых упоров ступицы и венца. Устройство спроектированной упругой муфты показано на рис. 1, на рис. 2 показаны штатная и усовершенствованная конструкции конечной передачи.

Для исследования влияния установки муфты на характер распространения крутильных колебаний по валопроводу разработана твердотельная пространственная динамическая модель [1, 2] ходовой системы и силовой передачи (рис. 3) с использованием программного пакета «Универсальный механизм» [3].

Динамические воздействия на трансмиссию в модели оказывают: с одной стороны – двигатель (характеристика его крутящего момента строится на основе индикаторной диаграммы), с другой стороны – движитель с сельхозорудием.

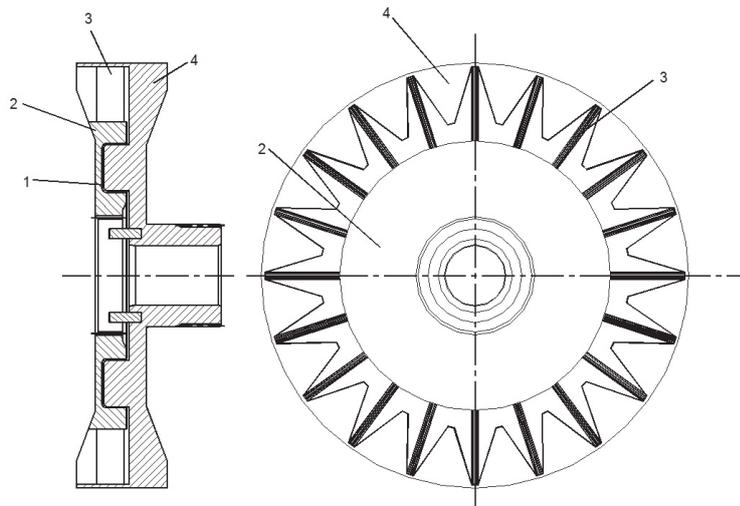
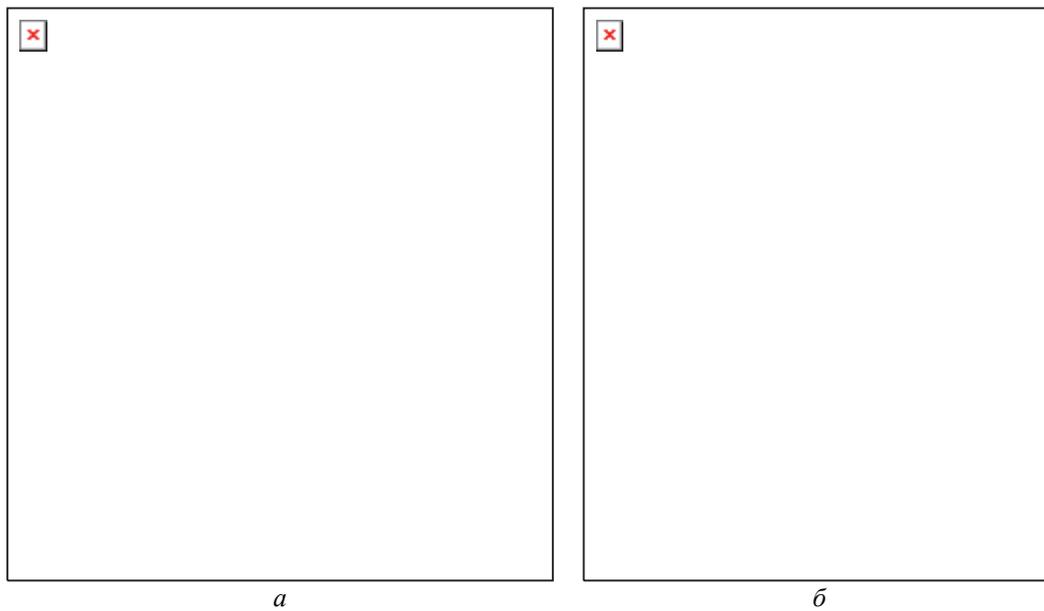


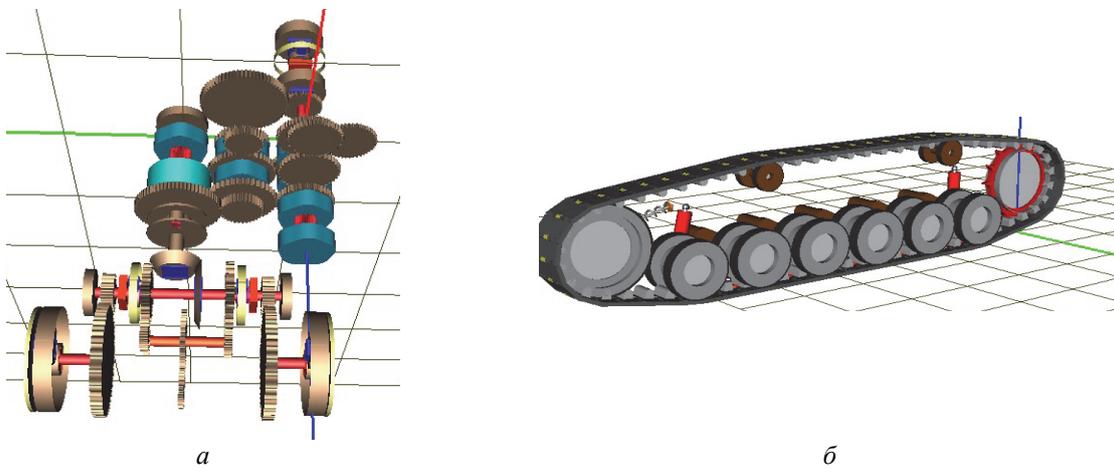
Рис. 1. Упругая муфта с пакетами металлических пружин:
 1 – ограничители; 2, 4 – полумуфты; 3 – упругие элементы



а

б

Рис. 2:
 а – штатная конечная передача; б – усовершенствованная



а

б

Рис. 3. Пространственные модели:
 а – силовой передачи; б – ходовой системы

На базе модели выполнена серия расчетных экспериментов [4, 5, 6, 8, 9, 10] с целью определения нагруженности участков валопровода на различных режимах движения без установки упругой муфты в реактивное звено и с установкой. Рассмотрены режимы прямолинейного движения трактора со скоростями 0,56, 1,1, 1,67, 2,22, 2,78 и 3,33 м/с, а также режимы поворота с различными радиусами. В качестве оценочного показателя, характеризующего степень динамической нагруженности участков, использован коэффициент неравномерности на-

грузки k_n , пропорциональный величине отклонения максимального момента на участке от его средней его величины:

$$k_n = \frac{M_{\max}}{M_{\text{cp}}}.$$

В результате обработки осциллограмм получены графики изменения k_n по участкам. Их пример приведен на рис. 4. По оси абсцисс отложены номера участков: 1-7 – от двигателя по карданный вал; 8-11 – КПП, 12-15 – от главной по конечную передачу.

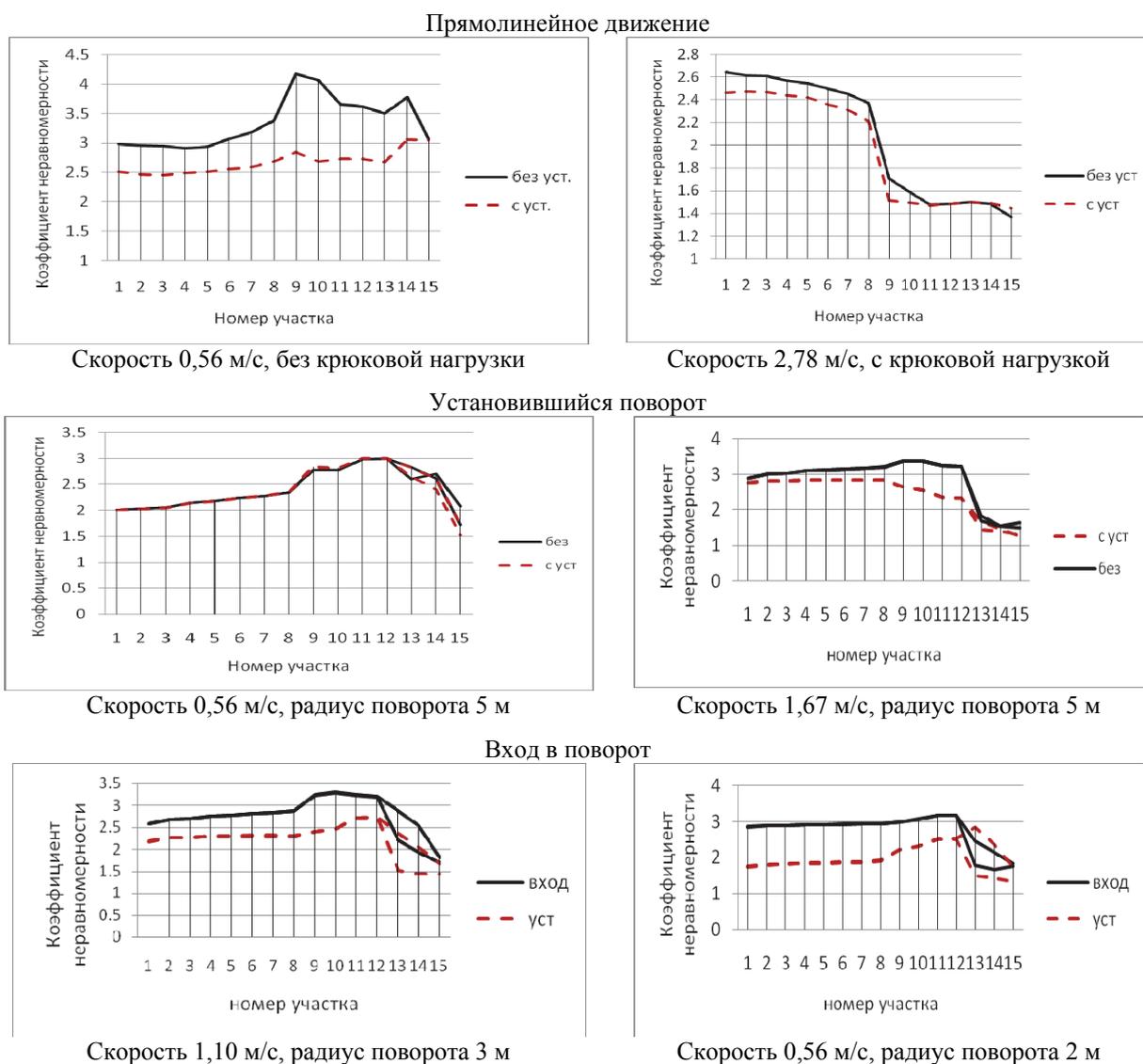


Рис. 4. Изменение k_n на разных режимах работы

При прямолинейном движении со скоростью 0,56 м/с за счет установки упругого устройства, наблюдается самое большое из всех рассмотренных случаев снижение k_n – на всех

участках в пределах от 16 до 38 % (рис. 4). Особенно большое снижение, свыше 20 %, наблюдается на участках с 7-го по 14-й, то есть в коробке передач и в заднем мосту.

На установившемся повороте с разными скоростями и разными радиусами без крюковой нагрузки коэффициент неравномерности на 12-15 участках (задний мост, левый и правый борт) увеличивается с уменьшением радиуса поворота и увеличением скорости движения, что вполне объяснимо. При радиусе поворота 2 м даже на скорости 0,56 м/с разница в неравномерности нагруженности левого и правого бортов трансмиссии, связанных с забегающей и отстающей гусеницами, достигает 40 %, при скорости 1,1 м/с – 44 %, а при радиусе поворота 15 м со скоростью 1,67 м/с – только 25 %. При движении с малой скоростью 0,56 м/с с радиусом поворота 5 м при установке упругой муфты меньшая неравномерность нагруженности наблюдается на участках заднего моста, а при увеличении скорости до 1,67 м/с – уже практически на всех участках трансмиссии, причем на участках коробки передач эта неравномерность достигает 25 %. При движении с высокой скоростью (2,78 м/с) по большому радиусу (30 м) коэффициент неравномерности моментов не изменяется. Снижение k_n на 2-5 % проявляется только на участках с 8-го по 15-й.

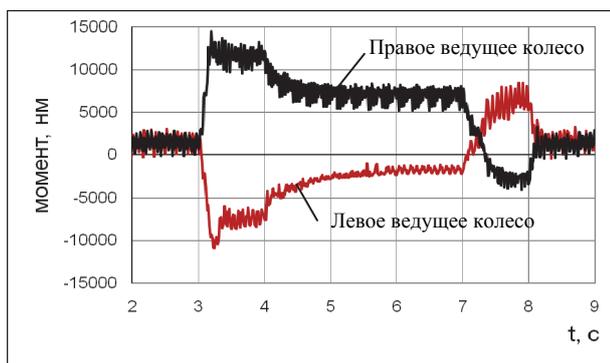


Рис. 5. Изменение моментов на входе в поворот и выходе из поворота

Самая высокая динамичность нагрузок обычно наблюдается в начальной и конечной фазах поворота, то есть на входе в поворот и на выходе из поворота. На рис. 5 приведен пример осциллограммы, из которого видно, что при входе в поворот (с 3-ей по 4-ю секунды движения) максимальный момент в 3,5 раза превышает средний, а на выходе из поворота (7-8 секунды) превышает в 2,5 раза. Анализ процесса изменения с 3-й по 7-ю секунду моментов на участках, расположенных рядом с ведущим колесом, показывает, что при входе в поворот максимальный момент на участках, связанных с забегающей гусеницей, в 9 раз превышает средний, а на выходе из поворота – в 2,5 раза.

Использование в конструкции конечной передачи реактивного звена с ограниченно упругой связью позволяет на этих режимах нагружения на большинстве участков трансмиссии снизить динамичность действия нагрузок на 20-30 %.

Выполненное исследование показало, что ввод в конечную передачу упругой муфты с пакетом пластинчатых пружин обеспечивает снижение динамичности действия нагрузок на участках силовой передачи трактора ЧЕТРА-6С315 практически на всех рассмотренных режимах движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Динамическая модель силовой передачи гусеничного трактора с реактивными звеньями / З.А. Годжаев, Н.С. Соколов-Добрев, В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, Вл.П. Шевчук // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 11. – С. 23-28.
2. Динамическая модель силовой передачи гусеничного сельскохозяйственного трактора тягового класса 6 / Н.С. Соколов-Добрев, В.В. Шеховцов, И.А. Иванов, М.В. Ляшенко // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 3: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 92-96.
3. Универсальный механизм [Электронный ресурс] – 2013. – Режим доступа: <http://www.umlab.ru/plugins/catalogue/index.php?id=2>
4. Исследование характера изменения крутящего момента на ведущем колесе гусеничного трактора / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, И.А. Иванов, А.В. Калмыков // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 4: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – № 12. – С. 60-63.
5. Оценка воздействия неравномерности крутящего момента ведущего колеса на нагруженность элементов трансмиссии ТТС / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, Ал.Ал. Козлов, А.В. Калмыков // Молодой ученый. – 2011. – № 6, ч. 1. – С. 66-69.
6. Исследование динамической нагруженности участков силовой передачи трактора Четра 6С-315 / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, И.А. Иванов, А.В. Калмыков // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 5: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – № 2. – С. 47-50.
7. Исследование динамических характеристик трансмиссии сельскохозяйственного трактора 6-ого тягового класса / Вл.П. Шевчук, В.В. Шеховцов, Е.В. Клементьев, Н.С. Соколов-Добрев, А.В. Калмыков // Современные наукоемкие технологии. – 2013. – № 2. – С. 44-49.
7. Research of Influence A Caterpillar Power Train's Rewinding of Caterpillar on Dynamic Load / А.В. Калмыков, В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, Вл.П. Шевчук, М.В. Ляшенко, И.А. Иванов // 30th Anniversary Seminar of the Students' Association for Mechanical Engineering (11-13.05.2011, Warsaw, Poland): book of Abstracts / Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering. – Warsaw, 2011. – S. 40-41. – Англ.
9. The Research of the Dynamic Load of the Power Train of the Caterpillar Tractor Chetra 6С-315 / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, Вл.П. Шевчук, М.В. Ляшенко,

И. Иванов, А.В. Калмыков // Journal of KONES. Powertrain and Transport. – 2011. – Vol. 18, No. 1. – С. 535-546. – Англ.

10. Research of dynamic characteristics of Chetra-6C315 tractor's power transmission / А.В. Калмыков, П.В. Потапов,

В.В. Шеховцов, Е.В. Клементьев, Н.С. Соколов-Добрев // 31st Seminar of the Students' Association for Mechanical Engineering, Warsaw, Poland, May 22nd – 25th, 2012 : book of Abstracts / Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering. – Warsaw, 2012. – P. 21-22.

УДК 629.3

С. Р. Кристальный, В. Н. Задворнов, Н. В. Попов, В. А. Фомичев*

**ВЫБОР, ПОДГОТОВКА И НАСТРОЙКА ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО
И РЕГИСТРИРУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ
ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕЙСТВИЯ АБС НА АВТОМОБИЛЕ,
ОСНАЩЕННОМ ШИПОВАННЫМИ ШИНАМИ**

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

*Испытательный центр НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ»

(e-mail: sportauto@rambler.ru, v.zadvornov@autorc.ru,
niko-popov@yandex.ru, cricetus90@mail.ru)

Формулируются принципы создания шинного тестера на базе серийного легкового автомобиля. Приводится описание реализованной конструкции шинного тестера на базе автомобиля Форд Фокус I. Приведена зависимость коэффициента сцепления от скольжения для шипованной шины на льду.

Ключевые слова: шинный тестер, испытания, коэффициент сцепления, антиблокировочные системы, шипованные шины.

Formulates the principles of creation bus tester on the basis of a serial car. Given description realized construction bus tester on the basis of car Ford Focus I. Shows the dependence of the friction of sliding to studded tyres on the ice.

Keywords: tire tester, testing, coefficient of adhesion, antilock system, studded tires.

Введение

Для проведения метрологической аттестации участков дорог с различными коэффициентами сцепления и оценки характеристик сцепных качеств шин в дорожных условиях используются шинные тестеры. Шинные тестеры позволяют получить зависимости коэффициентов сцепления шины для различных дорожных покрытий от величины продольного скольжения, которые получили название $\phi - S$ диаграммы. Данные диаграммы для различных дорожных условий являются очень важными при создании алгоритмов функционирования антиблокировочных систем торможения (АБС), противобуксовочных систем (ПБС), а также целого ряда других систем, использующих для своих целей исполнительные механизмы АБС и ПБС. Виды $\phi - S$ диаграмм для наиболее распространенных дорожных покрытий в летних и зимних условиях представлены в работах [2, 4].

Разработками шинных тестеров занимались ученые Швеции, Чехии, Франции, США и России [4, 5]. В качестве примера рассмотрим типичную конструкцию универсального шинного тестера ШТ-1, спроектированного специалистами НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ», СоюздорНИИ, НПО «Экран» и фирмой «АБС-ТК». Тестер представляет собой одноколесную прицеп-

ную тележку, оборудованную тормозным механизмом (рис. 1).

Конструкция тестера (рис. 1) [4, 5] позволяет одновременно измерять продольную R_x и нормальную R_z реакции в пятне контакта колеса и вычислять их отношения, определяя, таким образом, значения коэффициента сцепления колеса тестера с поверхностью дороги при задаваемых величинах коэффициента S продольного скольжения колеса и различных скоростях V движения тестера. Шинный тестер выполнен на базе автомобильной установки ПКРС-2У и имеет следующие элементы: дисковый тормозной механизм с гидравлическим приводом, тензометрические датчики нагрузки (СФМИ-3), прибор «путь – время – скорость», колесо прицепа с ободом 4,5J-13 и автомобильную шину размерности 6,45-13. Управление тормозной системой тестера – автоматическое с помощью специального контроллера и модулятора давления в приводе тормозного механизма. Погрешность измерения тормозной силы не превышает 2%, скорости движения – 1%, суммарная погрешность при вычислении проскальзывания и коэффициента сцепления составляет 5%. Однако конструкция тестера имеет существенный недостаток, заключающийся в том, что испытания шин ограничены посадочным размером обода 13 дюймов.

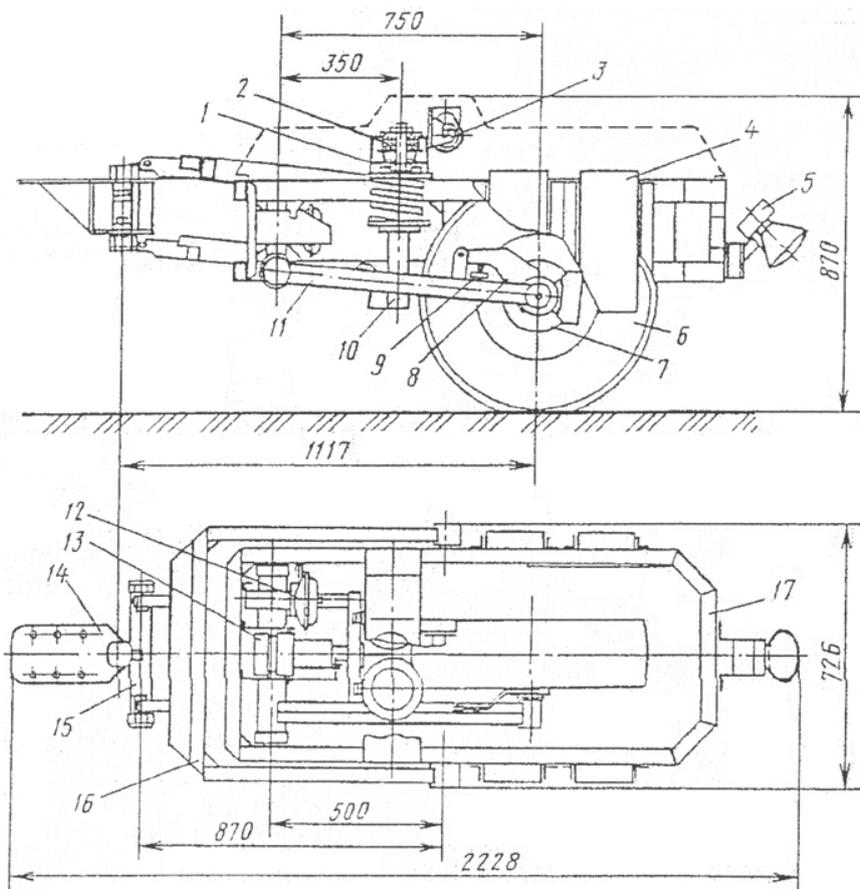


Рис. 1. Конструкция тестера ШТ-1:

1 – опорное устройство; 2 – датчик силы (ДС-6); 3 – лебедка; 4 – балластные грузы; 5 – датчик скорости движения; 6 – измерительное колесо; 7 – дисковый тормоз; 8 – рычаг; 9 – датчик тормозного момента; 10 – амортизационные стойки; 11 – продольный рычаг; 12 – пневмогидравлический усилитель; 13 – контроллер; 14 – буксирное устройство; 15 – переходное звено; 16 – реактивные штанги; 17 – объемная рама

Одним из средств проверки и оценки качества автомобильных шин, их сцепных характеристик является разработанный в СибАДИ метод, который основан на использовании стенда с беговым барабаном диаметром 1,6 м (рис. 2) [15]. В зимний период времени существует возможность наморозить на беговой барабан

слой льда и тем самым проводить испытания зимних нешипованных шин. Однако данный стенд не может применяться для исследования шипованных шин из-за образования на поверхности барабана ледяной крошки, препятствующей получению стабильных характеристик.



Рис. 2. Барабанный стенд с ледяным покрытием [17]

Использование легкового автомобиля в качестве шинного тестера

Для решения задач по определению характеристик сцепления шины с дорожной поверхностью вместо шинного тестера можно использовать легковой автомобиль, прошедший определенную доработку. Это позволит отказаться от буксируемой автомобилем-тягачом колесной тележки, повысить мобильность испытаний и расширить номенклатуру испытываемых шин.

Для преобразования серийного автомобиля в шинный тестер необходимо:

1) обеспечить возможность затормаживания только одной осью (то есть должна быть предусмотрена возможность отключения тормозных механизмов других осей, при сохранении работоспособности тормозных механизмов одной оси);

2) установить измерительную и регистрирующую аппаратуру для определения скорости автомобиля, продольного ускорения (замедления), окружной скорости колес, усилия на педали тормозного механизма;

3) загрузить автомобиль балластом, таким образом, чтобы было обеспечено равное распределение нагрузки на колеса правого и левого борта.

Изменение скольжения колес будет обеспечиваться рабочей тормозной системой автомобиля, действующей на затормаживаемую ось. С помощью установленного оборудования можно будет определить величину скольжения S затормаживаемых колес по отношению их окружной скорости к скорости автомобиля [2]:

$$S = \frac{V - \omega \cdot r_d}{V} \quad (1)$$

где V – линейная скорость автомобиля, м/с; ω – угловая скорость тормозящих колес, радианы/с; r_d – динамический радиус колеса, м.

В основе методики определения продольного коэффициента сцепления с помощью автомобиля – шинного тестера лежит метод определения коэффициента сцепления для определения реализуемой силы сцепления при испытаниях АБС в соответствии с приложением 13 к Правилам ЕЭК ООН № 13 [1].

При торможении автомобиля одной осью продольный коэффициент сцепления φ_x определяется отношением продольной тормозной силы R_x , реализуемой в пятне контакта затормаживаемых колес, к динамической вертикальной нагрузке на эту ось R_{zdyn} :

$$\varphi_x = \frac{R_x}{R_{zdyn}} \quad (2)$$

Тормозная сила R_x рассчитывается на основании замедления автомобиля с учетом величины сопротивления качению незаторможенной оси, составляющей 0,015 статической нагрузки на ведущую ось и 0,010 статической нагрузки на ведомую ось (в соответствии с [1]). Например, в случае переднеприводного автомобиля:

$R_x = m \cdot j_3 - 0,01 \cdot m_2 \cdot g$ – при торможении передней осью;

$R_x = m \cdot j_3 - 0,015 \cdot m_1 \cdot g$ – при торможении задней осью,

где m – масса автомобиля; m_1, m_2 – масса автомобиля, приходящаяся соответственно на переднюю и заднюю оси; j_3 – замедление автомобиля; g – ускорение свободного падения.

Динамическая вертикальная нагрузка на затормаживаемую ось рассчитывается исходя из догружения (в случае торможения передней осью) или разгружения (в случае торможения задней осью) в процессе торможения.

Для передней оси:

$$R_{zdyn} = \left[(m)_1 + \frac{h}{L} \cdot j_3 \cdot m_2 \right] \cdot g \quad (3)$$

Для задней оси:

$$R_{zdyn} = \left[(m)_2 - \frac{h}{L} \cdot j_3 \cdot m_1 \right] \cdot g \quad (4)$$

где h – высота центра масс автомобиля; L – база автомобиля.

Создание шинного тестера на базе автомобиля Форд Фокус I

Конструкция автомобиля – шинного тестера была реализована на базе автомобиля Форд Фокус I (рис. 3). Для этого на автомобиль было установлено следующее оборудование:

– измерительная система для проведения испытаний на ускорение и торможение транспортных средств DB-PRINT типа «пятое колесо» фирмы «Peiseler GmbH», Германия;

– выносные датчики угловой скорости (частоты вращения) колеса BDG 6360 фирмы BALLUFF, Германия (на основании информации об угловой скорости колеса определялась окружная скорость колеса);

– датчик усилия нажатия на педаль тормоза CPFTA фирмы CORRSYS-DATRON, Германия;

– компактная мобильная система сбора и обработки данных DAS-3 фирмы CORRSYS-DATRON, Германия;

– блок распределения питания Small 12V Power Distributor Box фирмы CORRSYS-DATRON, Германия.

На тестируемые шины были нанесены контрольные метки (поз. 3, рис. 3) для визуализации

ции процессов, происходящих с колесом во время испытаний.



Рис. 3. Автомобиль – шинный тестер:
1 – система DB-PRINT типа «пятое колесо»; 2 – выносной датчик угловой скорости колеса; 3 – контрольная метка

Схема размещения измерительной и регистрирующей аппаратуры на автомобиле приведена на рис. 4.

Система измерительная для проведения испытаний на ускорение и торможение транспорт-

ных средств DB-PRINT предназначена для измерения параметров движения автомобиля (путь – скорость – ускорение). Принцип действия системы основан на применении «пятого колеса» с импульсным датчиком в качестве приемника пройденного пути. Измерительная информация поступает на блок обработки и отображения информации, после чего результаты измерений выводятся на встроенный дисплей, а также могут быть выведены на встроенное печатное устройство. Предусмотрена возможность передачи данных на внешнее устройство.

Также можно было бы измерять параметры движения автомобиля с помощью измерительных систем с оптическими датчиками скорости или с GPS-приемником, однако в первом случае велика вероятность сбоев при работе на некоторых видах покрытий, в частности на льду в солнечную погоду, а во втором случае может не обеспечиваться необходимая точность измерения.

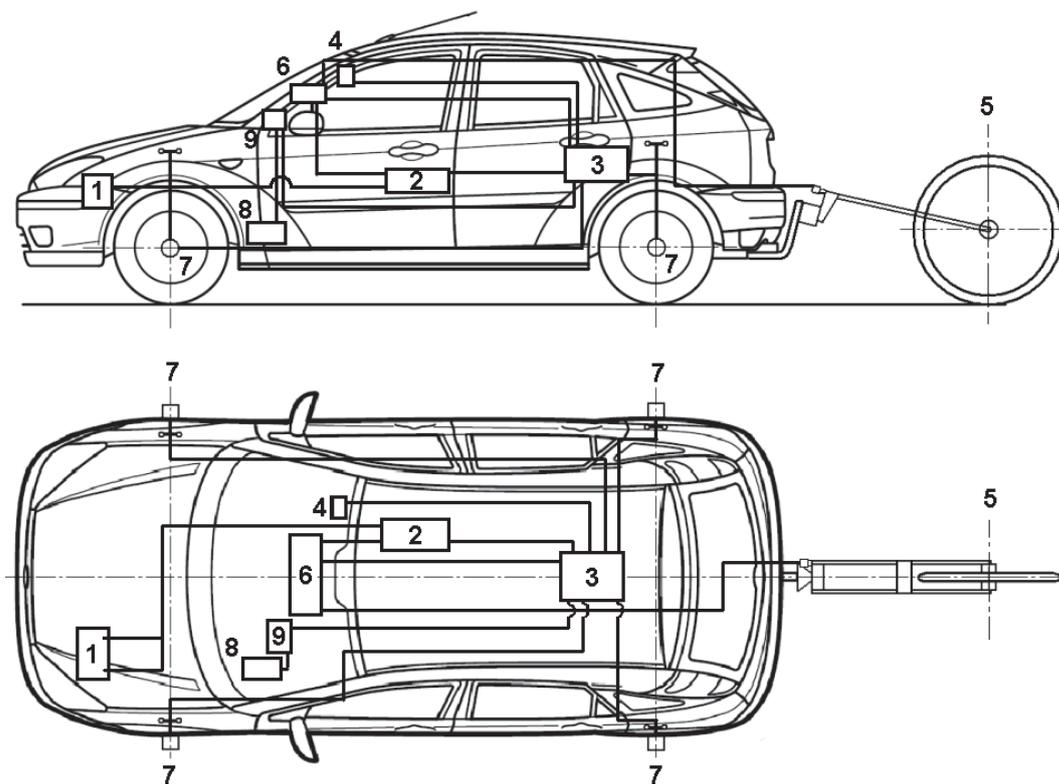


Рис. 4. Схема размещения измерительной и регистрирующей аппаратуры:
1 – аккумуляторная батарея; 2 – блок распределения питания Small 12V Power Distributor Box; 3 – компактная мобильная система сбора и обработки данных; 4 – блок управления и отображения системы DAS-3; 5 – датчик скорости и пройденного пути системы типа «пятое колесо»; 6 – блок обработки и отображения информации системы типа «пятое колесо»; 7 – выносной датчик угловой скорости колеса; 8 – датчик усилия нажатия на педаль тормоза; 9 – блок индикации величины усилия нажатия на педаль тормоза

К недостаткам измерительной системы типа «пятое колесо» относится невозможность осуществления замеров при движении задним хо-

дом и достаточно большая вероятность выхода из строя при потере автомобилем курсовой устойчивости. Наиболее практичной и надежной

для испытаний на ледяном дорожном покрытии зарекомендовала себя система типа «пятое колесо».

Питание системы DB-PRINT осуществляется от бортовой сети автомобиля через блок распределения питания Small 12V Power Distributor Vox.

Система состоит из трех блоков: блока об-

работки и отображения информации (рис. 5, *а*), «пятого колеса» (рис. 5, *б*) и импульсного датчика (рис. 5, *в*). Число вырабатываемых датчиком импульсов на 1 м дистанции в различных вариантах равняется 500 или 1000. Такая характеристика датчика позволяет определять пройденный автомобилем путь и его скорость с точностью до 0,5 %. [6].

*а**б**в*

Рис. 5. Система измерительная для проведения испытаний на ускорение и торможение транспортных средств DB-PRINT:

а – блок обработки и отображения информации; *б* – «пятое колесо»; *в* – импульсный датчик

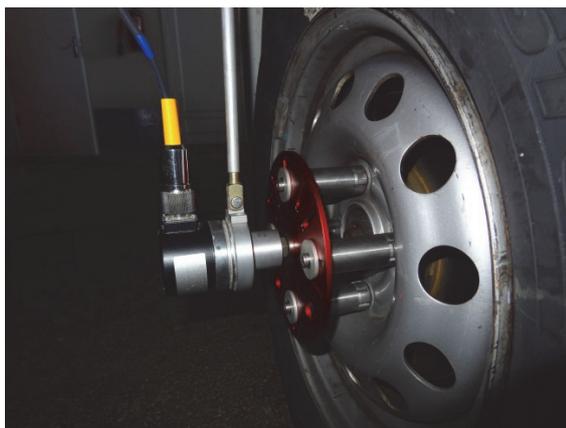
Блок обработки и отображения информации размещается перед водителем при помощи вакуумных кронштейнов, крепящихся к лобовому стеклу.

Основные технические характеристики системы DB-PRINT представлены в [6].

Угловая скорость колес измерялась внешними выносными датчиками BALLUFF BDG 6360. Подвижная часть датчика жестко соединяется с установочным диском с цапгами, которые в свою очередь фиксируются на крепежных гайках колесного диска (рис. 6). Неподвижная часть датчика крепится к кузову автомобиля специальными вакуумными крон-

штейнами через телескопические штанги (рис. 6). Телескопические штанги позволяют компенсировать вертикальные перемещения колес относительно кузова в пределах хода подвески, а также поворот передних управляемых колес при маневрировании автомобиля. Датчики угловой скорости были установлены на все колеса автомобиля.

Технические характеристики выносного датчика угловой скорости колеса представлены в [9]. Датчик вырабатывает 1000 импульсов на 1 оборот, что, например, при динамическом радиусе колеса $r_d = 298$ мм соответствует 535 импульсам на 1 м пройденной дистанции.



а



б

Рис. 6. Внешний выносной датчик угловой скорости колеса (а) и его установка (б)

Для измерения силы нажатия на педаль тормоза в процессе торможения использовался датчик СРФТА. Его установка обуславливалась необходимостью поддержания постоянного усилия воздействия на педаль тормоза при проведении испытаний по определению $\phi - S$ диа-

граммы. Датчик крепился на педали тормоза с помощью резинового ремня (рис. 7, а) и соединен кабелем с блоком питания и индикации величины усилия нажатия (рис. 7, б). Блок питания и индикации был закреплен на вакуумной кронштейне перед испытателем.



а



б

Рис. 7. Датчик усилия нажатия на педаль тормоза (а) с блоком питания и индикации (б)

Для регистрации усилия нажатия на педаль тормоза в системе DAS-3 блок питания и индикации соединен соответствующим кабелем с аналоговым разъемом системы DAS-3. Диапазон измерений датчика СРФТА составляет от 0 до 1500 Н, относительная точность измерений – 3% [18].

Компактная мобильная система сбора и обработки данных DAS-3 служит для записи регистрируемых параметров и их предварительной обработки. Также через систему DAS-3 осуществляется электропитание датчиков частоты вращения колес.

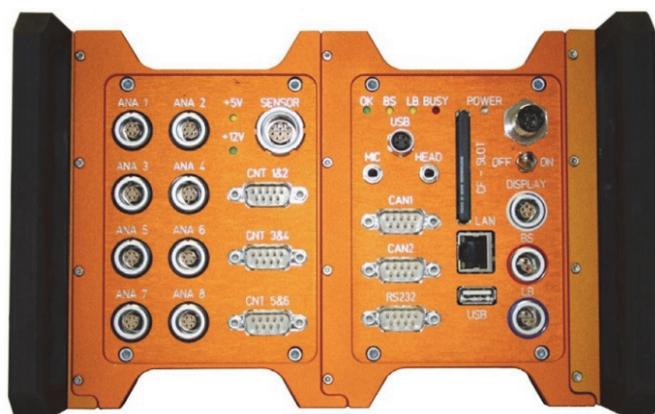
Система DAS-3 состоит из основного модуля сбора данных (рис. 8, а) и блока управления и отображения (рис. 8, б). Основной модуль

сбора данных включает в себя два главных компонента: аналоговый модуль и процессорный модуль. Основной модуль также имеет соединители Ethernet, USB, COM, CAN и разъемы для подключения дополнительных дисплеев. Управление, определение параметров и оперативное отображение данных осуществляются через блок управления и отображения. Системные параметры также могут задаваться через подключенный персональный компьютер с установленным программным обеспечением CORRSYS-DATRON CeCalWin Pro.

Основной модуль был расположен на заднем сидении и закреплен от перемещений ремнем безопасности автомобиля. Блок управления

и отображения системы DAS-3 представляет собой пульт управления и цифровой дисплей.

Он был установлен в салоне на лобовом стекле на вакуумном кронштейне.



а



б

Рис. 8. Система сбора и обработки данных DAS-3:
а – основной модуль; б – блок управления и отображения

Электропитание системы DAS-3 осуществлялось от бортовой сети автомобиля через блок распределения питания Small 12V Power Distributor Box.

Регистрируемые данные сохранялись на флэш-карте типа Compact Flash (CF) емкостью 8 Гб. Тип создаваемых файлов (расширение) – adf. С помощью программного обеспечения CORRSYS-DATRON CeCalWin Pro файлы типа adf могут переводиться в текстовый формат и обрабатываться любым подходящим программным обеспечением, как собственным, так и сторонних производителей, таким, например, как табличный процессор Excel из комплекта программ Microsoft Office фирмы Microsoft. Также файлы с расширением adf могут быть непосредственно обработаны программным пакетом TurboLab фирмы CORRSYS-DATRON.

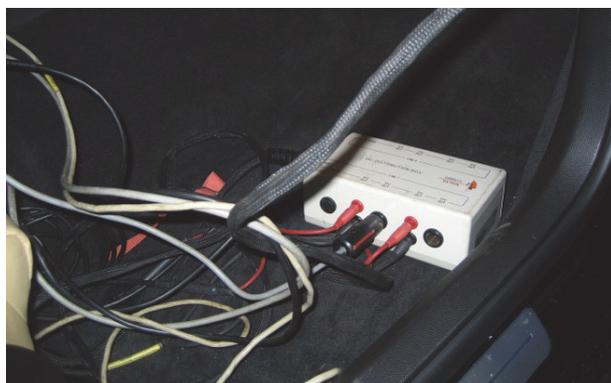


Рис. 9. Блок распределения питания Small 12V Power Distributor Box

Блок распределения питания Small 12V Power Distributor Box обеспечивает необходимое напряжение электропитания для систем DAS-3 и DB-PRINT, а также его стабилизацию. Блок был расположен на переднем пассажирском сидении и подключен к аккумуляторной батарее автомобиля кабелем длиной 5 м с контактными зажимами (рис. 9).

Особенности конструкции блока распределения питания и его технические характеристики представлены в [10].

Для обеспечения затормаживания только передней или задней оси автомобиля при проведении испытаний применялись специальные струбины для пережатия тормозных шлангов (рис. 10).

Для обеспечения возможности регулирования степени проскальзывания тормозящих колес с помощью рабочей тормозной системы на автомобиле должна быть отключена антиблокировочная система тормозов.

Отключение АБС на автомобиле Форд Фокус I было произведено с помощью демонтажа плавких электрических предохранителей № 11 (сила тока – 30 А) и № 21 (сила тока – 20 А) из дополнительного монтажного блока в подкапотном пространстве автомобиля (рис. 11). Предохранитель №11 (30 А) защищает цепь насоса гидравлического блока АБС, а предохранитель №21 (20 А) – цепь клапанов АБС. [19].



а



б

Рис. 10. Струбцина для пережатия тормозных шлангов (а) и ее установка (б)

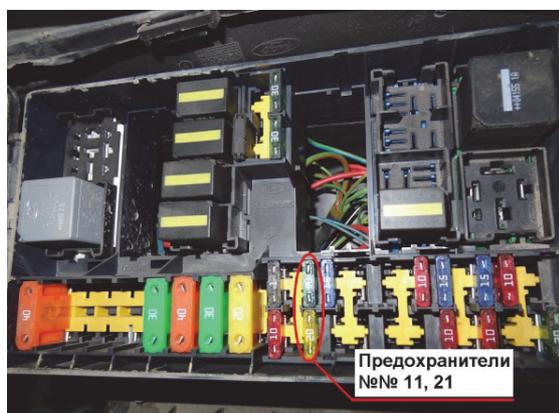


Рис. 11. Дополнительный монтажный блок (предохранитель №11 (30 А) – верхний; предохранитель №21 (20 А) – нижний)

Проведение испытаний с помощью автомобиля – шинного тестера

С помощью шинного тестера на базе автомобиля Форд Фокус I на территории полигона НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» были проведены испытания с целью определения $\varphi - S$ диаграмм зимних шипованных и нешипованных шин на льду.

Испытаниям были подвергнуты зимние шипованные шины размерности 185/70 R14 92T модели **iceGUARD Stud IG35** торговой марки **Yokohama**. Количество шипов в шине составляло 120 штук. Общий вид расположения шипов в шине приведен на рис. 12а.

В настоящее время шины **Yokohama iceGUARD Stud IG35** широко представлены на российском рынке. Указанные шины были выбраны для проведения исследований, так как они представляют собой типичный современный инновационный продукт, обладающий весьма удачно сбалансированными характери-

стиками и, при этом, имеющий достаточно умеренную цену по сравнению с аналогичными моделями.

Для сравнения и выявления влияния шипов противоскольжения на общий процесс взаимодействия шин с опорной поверхностью были также получены характеристики аналогичных по размеру и конструкции нешипованных шин.

Зимние нешипованные шины представляют собой снятые с линии ошиповки зимние шипованные шины той же модели. Таким образом, зимние шипованные (рис. 12, а) и нешипованные шины (рис. 12 б) имеют одинаковую конструкцию, состав резины, рисунок протектора и заводской номер партии и отличаются друг от друга только отсутствием или наличием шипов противоскольжения. Тем самым достигается исключение прочих факторов при сравнении $\varphi - S$ диаграмм зимних шипованной шины по сравнению с нешипованной.



а



б

Рис. 12. Зимняя шина Yokohama iceGUARD Stud IG35:
а – прошедшая ошиповку; б – не прошедшая ошиповку

Для получения $\varphi - S$ диаграмм зимних шипованных и нешипованных шин была проведена серия испытательных заездов на ледяном покрытии. Испытания включали в себя торможение одной осью автомобиля (как передней, так и задней) со скорости 50 км/ч до 0 км/ч с постепенным увеличением давления в тормозном приводе от заезда к заезду. Во время проведения испытаний постоянно определялись

следующие параметры движения автомобиля:

- скорость движения автомобиля;
- окружная скорость каждого колеса;
- замедление автомобиля;
- пройденный путь;
- усилие нажатия на педаль тормоза.

Пример записи отдельных параметров движения автомобиля в графическом виде представлен на рис. 13.

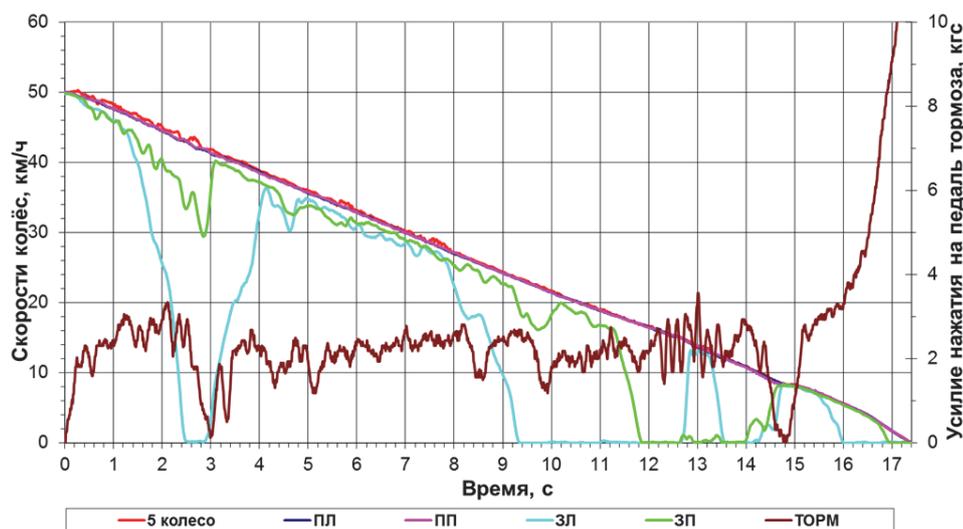


Рис. 13. Торможение задней осью, шины – зимние шипованные, дорожное покрытие – лед: 5 колесо – скорость автомобиля по датчику типа «пятое колесо»; ПП – скорость переднего левого колеса; ПП – скорость переднего правого колеса; ЗП – скорость заднего левого колеса; ЗП – скорость заднего правого колеса; ТОРМ – усилие нажатия на педаль тормоза

При обработке результатов испытательных заездов рассматривались участки с одинаковым равномерным скольжением обоих тормозящих колес и анализировалось достигнутое замедле-

ние. Массив данных, состоящих из замедлений и соответствующих им проскальзываний, является необходимой базой для построения $\varphi - S$ диаграммы (рис. 14) для каждого типа зимних шин.

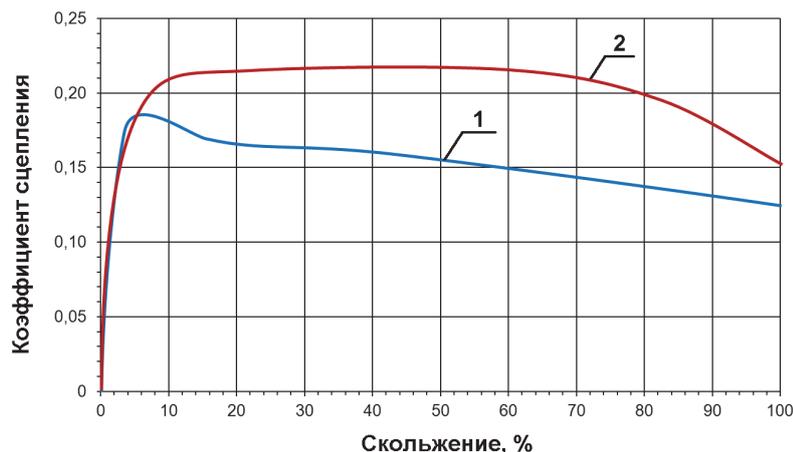


Рис. 14. Зависимости коэффициента сцепления от скольжения ($\varphi - S$ диаграммы) на льду:
1 – для зимней нешипованной шины; 2 – для зимней шипованной шины

Заключение

Разработанный принцип создания шинного тестера на базе серийного автомобиля авторами был реализован для исследований эффективности действия АБС на легковых автомобилях, оснащенных шипованными и нешипованными шинами в зимних условиях на различных дорожных покрытиях для решения проблем, изложенных в работах [11, 12, 13, 14].

Использованные при построении описанного шинного тестера методы также будут весьма полезны при исследовании вопросов эффективности действия АБС, а также средств коррекции параметров управляемости (ESP, AFS и тому подобные), на различных дорожных покрытиях, включая **неровные** покрытия и специальные покрытия в летних условиях. Существование и важность решения указанных проблем не вызывает сомнений у авторов и наглядно демонстрируется в работе [16].

В заключение статьи авторы хотели бы выразить искреннюю благодарность ООО «ЙОКОХАМА РУС» в лице его технического директора **Кимура Казухито** за оказанную поддержку и предоставленные шины для экспериментальных исследований.

Также мы выражаем глубокую признательность руководителю Испытательного центра НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» (Дмитровского автополигона) **Денису Александровичу Загарину** и заведующему отделением безопасности Испытательного центра НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» **Александру Алексеевичу Барашкову** за понимание важности затронутой проблемы и помощь в организации экспериментальных исследований.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Правила ЕЭК ООН № 13-09. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения механических транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения. – Введены 1996-06-28. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 112 с.
2. Эксплуатация антиблокировочных систем легкового автомобиля: учеб. пособие для вузов / В.Е. Ютт [и др.]. – М.: МАДИ (ГТУ), 2003. – 225 с.
3. ГОСТ Р 8.736-2001 Измерения прямые многократные. Методы обработки результатов измерений. Основные положения. – М.: Стандартинформ, 2013. – 20 с.
4. *Никульников, Э.Н.* Шинные тестеры – инструмент метрологической аттестации испытательных участков дорожных поверхностей с различными коэффициентами сцепления/ Э.Н. Никульников, А.А. Барашков, А.А. Логунов // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 6. – С. 34-38.
5. *Никульников Э.Н.* Шинные тестеры / Э.Н. Никульников, А.А. Барашков // Автомобильная промышленность. – 2000. №12. – С. 28-31
6. Руководство пользователя «Система измерительная DB-PRINT». – 2009.
7. Руководство пользователя «Компактная мобильная система сбора и обработки данных CORRSYS-DATRON DAS-3». – 2008.
8. Руководство пользователя «ПО для сбора данных CORRSYS-DATRON CeCalWin Pro». – 2008.
9. Руководство пользователя «Выносной датчик угловой скорости колеса BALLUFF BDG 6360». – 2001.
10. Руководство пользователя «Small 12V Power Distribution Box». – 2008 (Интернет-ресурс: http://www.corrsys-datron.com/Support/Data_Sheets/Datasheets-Access/cds-d_DIST-BOX_e.pdf).
11. *Кристалный, С.П.* Проблемы функционирования АБС на автомобилях, оснащенных шипованными шинами / С.П. Кристалный, Н.В. Попов, В.А. Фомичев // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 8. – С. 20-22;
12. *Кристалный, С.П.* Проблемы эффективности действия антиблокировочных систем автомобилей, оснащенных средствами противоскольжения / С.П. Кристалный, Н.В. Попов, В.А. Фомичев // Автотранспортное предприятие. – 2012. - №5. – С. 44-49.

13. Кристальный, С.Р. Проблемы функционирования АБС на автомобилях, оснащенных средствами противоскольжения / С.Р. Кристальный, Н.В. Попов, В.А. Фомичев // Вестник МАДИ. – 2012. – №2. – С. 10-17.

14. Кристальный, С.Р. Проблемы эффективности действия антиблокировочных систем автомобилей, оснащенных шипованными шинами / С.Р. Кристальный, Н.В. Попов, В.А. Фомичев // Журнал автомобильных инженеров. – 2012. – №2. – С. 32-37.

15. Испытания шин на барабанном стенде с ледяным покрытием / С.С. Капралов, П.Н. Малюгин, А.М. Зарши-

ков, В.А. Ковригин // Автомобильная промышленность. – 2003. – №3. – С. 28-29.

16. Ветров, Ю. Сюрпризы АБС (О чем стрекот. Отклонение от нормы) / Ю. Ветров // Авторево. – 2013. – № 6. – С. 40-45.

17. Интернет-ресурс http://www.sibadi.org/?page_id=15685.

18. Инструкция по установке датчика усилия на педали CPFTA CORRSYS-DATRON, 2004.

19. Руководство по эксплуатации Форд Фокус I, Изд-во Ford-Werke Aktiengesellschaft, 2004.

УДК 669.14: 539.431

А. Н. Савкин, А. А. Седов, А. В. Андроник

ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ СТАЛИ ПРИ СЛУЧАЙНОМ НАГРУЖЕНИИ ПО ФЕНОМЕНОЛОГИЧЕСКИМ МОДЕЛЯМ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tfpic@vstu.ru, alexander.a.sedov@gmail.com)

В работе рассматривается вопрос влияния характера случайного циклического нагружения на накопление усталостных повреждений в металле. Рассматриваются различные модели повреждаемости на основе силовых, критериев разрушения Показана возможность прогнозирования долговечности стали с учетом силовых параметров стационарного циклического нагружения и параметров, описывающих спектр случайного нагружения. Анализ достоверности исследуемых моделей проведен на основании тестовых испытаний стали 40Х.

Ключевые слова: спектры переменного нагружения, модели повреждаемости, прогнозирование долговечности.

Abstract. The influence of a random loading character on fatigue damage accumulation is analyzed for a metal structural part undergoing a variable cyclic loading at the present paper. Various damage models by the powerful, energetic and strain failure criteria are presented. Adequacy of the forecasting method for steel durability with considering of powerful and strain parameters of a constant amplitude cyclic loading and other parameters describing a random loading spectrum. Experimental verification is carried out during the test series on steel 40H.

Keywords: variable loading spectra, damage model, forecasting of durability.

Одной из наиболее актуальных задач для инженеров, несомненно, является проектирование надежных элементов и систем, не имеющих избыточных запасов. Эксплуатация компонентов систем с недостаточным запасом долговечности может стать причиной неустраняемых повреждений и ситуаций, угрожающих жизни людей.

Оценка усталостной долговечности при случайном нагружении по силовым критериям повреждаемости. Чтобы лучше понять какую роль характер случайного нагружения играет в жизненном цикле усталости материала в конструктивном элементе, испытывающем переменное нагружение, требуется определить меру хаотичности в случайном спектре.

Характер случайного нагружения предлагается оценивать полнотой его спектра V [1] по формуле

$$V = \left[\frac{1}{v_0} \left[\sum_{i=1}^{v_0} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \right)^m \right] \right]^{\frac{1}{m}}, \quad (1)$$

где v_0 - продолжительность блока действующих напряжений; σ_{ai} , σ_{amax} - значение i -ой и максимальной амплитуды напряжений; m - коэффициент наклона исходной кривой выносливости в двойных логарифмических координатах.

Формирование спектров нагружения возможно на основании различных подходов. Так, авторы [2,3] используют первую автокорреляцию случайной нагрузки между величинами напряжений в последовательности из спектра нагружения для оценки его нерегулярности. Автокорреляция – мера взаимной корреляции внешнего сигнала с собой в различных пунктах во времени. Для моделирования было выбрано распределение Рэлея, как более соответствующее различным видам реального случайного нагружения. Метод моделирования нагрузки основан на том принципе, что величина вектора в двух разных измерениях, где каждый из компонентов независим обычно распределял случайные переменные по распределению Рэлея.

На основании автокорреляционного подхода были сформированы три спектра нагружения продолжительностью 5000 циклов с различными автокорреляционными коэффициентами и имеющие разные значения полноты спектра V , а также другие стандартные спектры нагружения для транспортных средств *SAESUS*, *SAEBRACKET*, *SAETRANS* (табл. 1). Для оценки накопления повреждений от усталости все спектры нагружения, используемые в настоящем исследовании, были схематизированы по методу «падающего дождя» («*Rainflow*»), нормализованы и соответствовали симметричному нерегулярному нагружению. На рис. 1 показаны примеры преобразованных последовательностей в блоках случайного нагружения. Испытания проводились на сервогидравлической машине *BISS-100*, позволяющей реализовать в процессе нагружения стационарное и заданное случайное нагружение. Для исследования использовались гладкие образцы из стали 40Х, кривую стационарной выносливости описывали уравнением

$$N = N_G \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{amax}} \right)^m \quad (2)$$

с параметрами $\sigma_{-1} = 390$ МПа, $m = 11,8$, $N_G = 8 \cdot 10^5$ циклов. [4]

Таблица 1

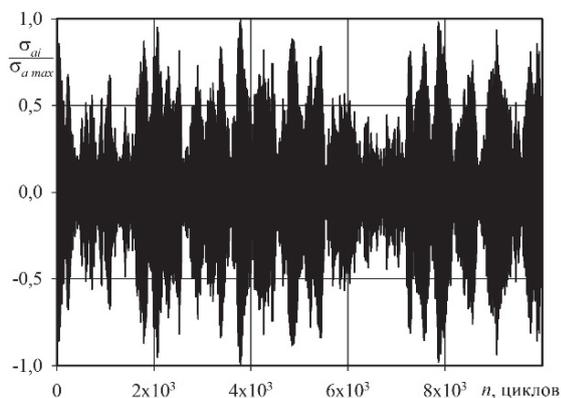
Значения V для используемых нормализованных спектров нагружения

Спектр нагружения	Полнота спектра нагружения V
Стационарное нагружение	1
Спектр <i>A</i>	0,676
Спектр <i>B</i>	0,591
Спектр <i>C</i>	0,52
<i>SAESUS</i>	0,511
<i>SAEBRACKET</i>	0,524
<i>SAETRANS</i>	0,566

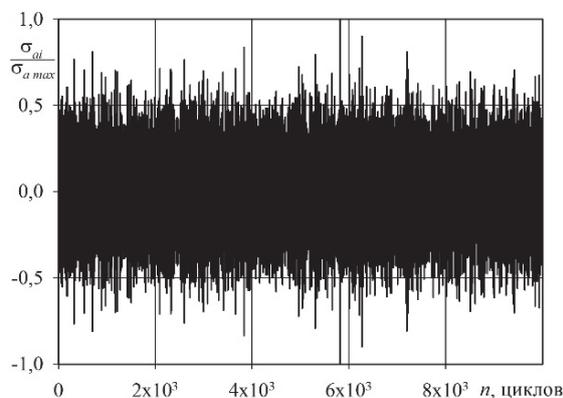
Суммарную долговечность до разрушения оценивали по формуле

$$N_{\Sigma} = N \cdot K, \quad (3)$$

где величина N по формуле (2) определяла долговечность материала при стационарном нагружении с амплитудой σ_{amax} (N_G , σ_{-1} , m – параметры кривой выносливости в двойных логарифмических координатах).



а – Спектр А, $V=0,676$



б – Спектр С, $V=0,52$

Рис. 1. Блоки спектров нагружения с различными значениями полноты спектра V

Таблица 2

Модели повреждаемости по оценке долговечности сталей при различной случайной нагруженности

Модель повреждаемости	линейная	корректированная линейная	на основании изменения характера спектра
Коэффициент нестационарности	$K_1 = \frac{1}{V^m}$	$K_2 = \frac{a_p}{V^m}$	$K_3 = 10^{(1+q \lg m)(1-V)}$

Параметры нестационарности спектра нагружения K по различным моделям определяли

на основании полноты спектра нагружения по табл. 2.

Значения K получили путем преобразования уравнений суммирования усталостных повреждений по линейной [5], скорректированной линейной моделях [6], а также полученной зависимости для оценки долговечности

$$N_{\Sigma} = \frac{N_G \cdot 10^{(1+q \lg m)(1-V)}}{\left(\frac{\sigma_{a \max}}{\sigma_{-1}}\right)^m} \quad (4)$$

путем обобщения результатов испытания стальной при случайном нагружении [7] (q – постоянная материала, для сталей равна 3,83).

Целью исследования было определить влияние характера случайного нагружения на долговечность до разрушения конструкционной стали. На рис. 2 показаны результаты испытаний исследуемой стали при стационарном (кривая 1) и случайном для спектра А (точки ●) и спектра С (точки ▲). Кривые 2 и 3 были полу-

лучены из уравнения (3) с учетом коэффициента нестационарности K_3 , как наиболее близко описывающего поведение материала при разных спектрах нагружения.

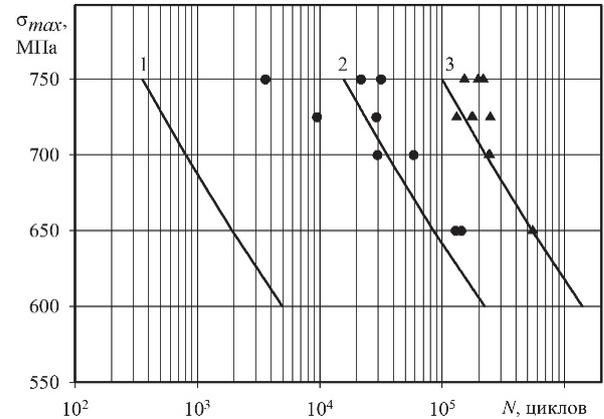


Рис. 2. Кривые выносливости стали 40X при стационарном (кривая 1) и смоделированными случайными спектрами нагружения (кривая 2 - спектр А и кривая 3- спектр С)

Таблица 3

Прогноз долговечности исследуемой стали по различным моделям и спектрам нагружения

Спектр нагружения	Полнота спектра V	Коэффициенты нестационарности по различным моделям			Значение $N_{\Sigma \text{ эксп}}$, циклов	Соотношение долговечности $N_{\Sigma i} / N_{\Sigma \text{ эксп}}$ для моделей		
		K_1	K_2	K_3		1	2	3
Стац. нагружение	1	1	1	1	2000	-	-	-
Спектр А	0,676	101,5	31,5	45	$1,3 \cdot 10^5$	1,56	0,49	0,69
Спектр С	0,52	936	137	282	$5,5 \cdot 10^5$	3,40	0,50	1,03

В табл. 3 показаны результаты расчета долговечности стали 40X при $\sigma_{a \max} = 650$ МПа по различным моделям и спектрам нагружения.

Представленные для сравнительного анализа модели характеризуются простотой и наличием минимального количества структурно-чувствительных параметров. Как уже отмечалось ранее, наиболее приемлемые результаты показывает обобщенная модель с учетом свойств материала и характера внешнего нагружения. Линейная модель, широко используемая в различных программных продуктах, показала излишне оптимистичные результаты. Скорректированная линейная модель показывает более приемлемые результаты прогноза долговечности, дающие пониженные значения, увеличивающие запас прочности материала.

На рис. 3 показано соответствие расчетной $N_{\text{расч}}$ по формуле (4) и экспериментальной $N_{\text{эксп}}$ долговечности стали 40X, полученные при различных спектрах случайного нагружения.

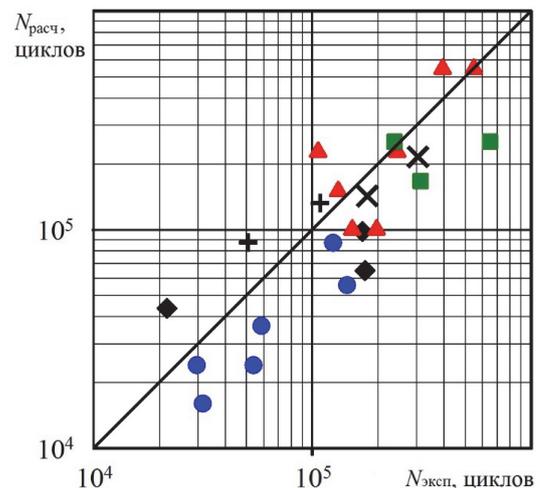


Рис. 3. Соответствие расчетных и экспериментальных значений долговечностей при различных спектрах нагружения (спектры А - ●, С - ▲, В - ◆, SAESUS - ■, SAEBRACKET - ×, SAETRANS - +)

Как видно из рис. 3, наблюдается достаточно хорошее соответствие между расчетными и экспериментальными значениями долговеч-

ностей, коэффициент корреляции равен $\vartheta=0,817$, среднеквадратическое отклонение, связанное со статистической природой усталости, составляет $S_{\sigma}=0,742$.

Таким образом, оценка усталости стали при случайном нагружении на основании силовых критериев повреждаемости позволяет, с достаточной точностью, описывать процесс разрушения металла. Существенное влияние на долговечность стали оказывает характер случайного нагружения, определяемый коэффициентом полноты спектра V и параметры циклической прочности при стационарном нагружении. Использование феноменологических моделей при оценки повреждаемости металла при случайном нагружении требует наличие только параметров стационарной кривой выносливости и характера случайного нагружения, оцениваемого по полноте спектра случайного нагружения V .

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- ГОСТ 25.507-85. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытания на усталость при эксплуатационных режимах нагружения. Общие требования. Введ. 1986-07-01. М.: Изд-во стандартов, 2005. 19 с.
- Sarkani S. Feasibility of Auto-Regressive Simulation Model for Fatigue studies, J. Structural Engineering, 116(9), 2481-2495, 1990.
- Kihl D.P. Stochastic fatigue concepts in welded surface ship structures. Departmental Report SSPD-90-173-25, US Navy: David Taylor Research Center, Beteshda, MD 200084-5000, 1990.
- Багмутов, В.П. О реализации различных подходов к прогнозированию долговечности конструкционных сталей на основе моделирования поврежденности при нерегулярном переменном нагружении / В.П. Багмутов, А.Н. Савкин // Труды междунар. науч.-тех. конф. "Прочность материалов и элементов конструкций" (Киев, 28–30 сентября 2010 г.) / Отв. ред. В.Т. Трошенко. – Киев: Ин-т проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, 2011. – С.594-602
- Miner, M. A. Cumulative damage in fatigue / M. A. Miner // Journal of Applied Mechanics. – 1945. – Vol. 67. – S. A159–A164.
- Козаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник – М.: Машиностроение, 1985, 224с.
- Савкин А.Н. Прогнозирование усталостной долговечности высоконагруженных конструкций/ А.Н. Савкин, В.П. Багмутов // ВолгГТУ.- Волгоград, 2013. – 367с.

УДК 629.113

*С. В. Тюрин, Р. К. Касимов, А. А. Ревин, Г. В. Бойко, В. Н. Федотов**

ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ МЕЖДУ ОЧЕРЕДНЫМИ ТЕХНИЧЕСКИМИ ОБСЛУЖИВАНИЯМИ

Волгоградский государственный технический университет

*Национальный минерально-сырьевой университет "Горный",

г. Санкт-Петербург

(e-mail: tujrinsv@yandex.ru)

Рассмотрены вопросы значимости показателей эффективности торможения автомобиля (удельная тормозная сила и относительная разность тормозных сил на оси колеса), наиболее точно отражающие изменения процесса изнашивания пары: тормозная колодка – контртело.

Ключевые слова: автомобиль, испытания, ресурс, тормозная сила, тормозная колодка.

Importance braking performance (specific braking force or the relative difference in braking forces on the axis) the most accurately describe the changes in the process of wear couples "brake shoes – counterbody" are investigated.

Keywords: car, testing, resource, brake force, brake shoes.

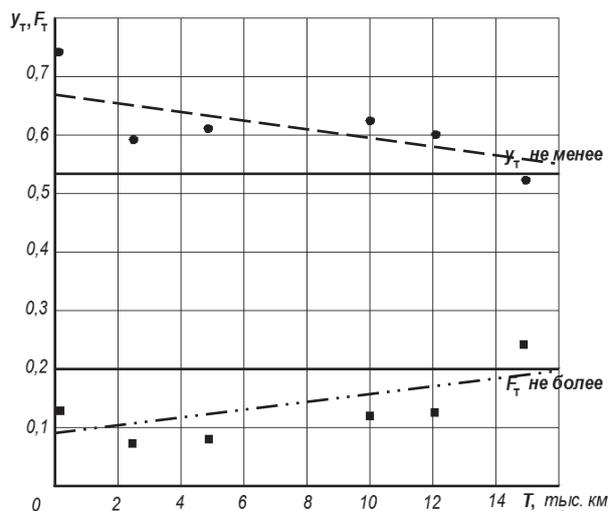
При принятии решения о конструктивном исполнении колесных тормозных механизмов вновь разрабатываемых автомобилей или повышении надежности уже существующих приходится решать ряд сложных задач, направленных на обеспечение заданной эффективности торможения. Заданная эффективность торможения должна поддерживаться на протяжении всего периода эксплуатации автомобиля при условии выполнения установленных изготовителем технических обслуживаний (ТО).

Для исследования эффективности торможения была организована подконтрольная экс-

плуатация 5 переднеприводных автомобилей моделей ВАЗ с начала установки тормозных колодок t_j планового ТО с периодичностью $\Delta t = 2500$ км: $t_j + 0$, $t_j + 2500$, $t_j + 5000$, ..., $t_j + 15000$ км, где t_j – пробег подконтрольного j -ого автомобиля на дату установки колодок.

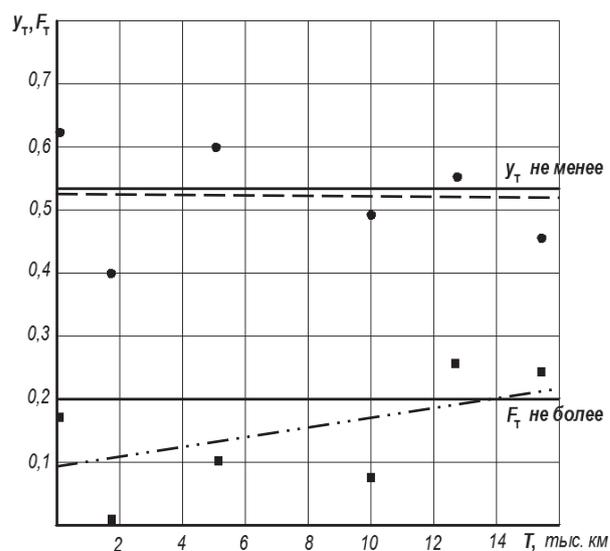
Выбор категории автомобилей был обусловлен высокой долей режима торможения в общем пробеге и возможностью достаточно точно выдерживать интервалы пробегов при измерениях.

Для исключения влияния на эффективность торможения особенностей производства в пе-



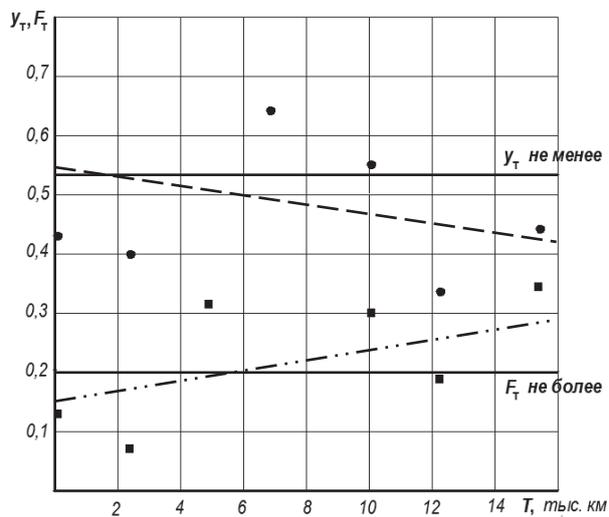
a – ВАЗ-111930, М 851 КК 34.

Общий пробег на начало наблюдений: 12,2 тыс. км.



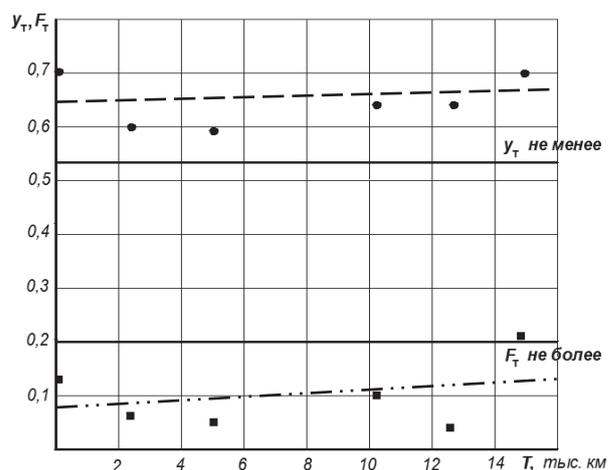
б – ВАЗ-21150, М 849 СР 34.

Общий пробег на начало наблюдений: 115,1 тыс. км.



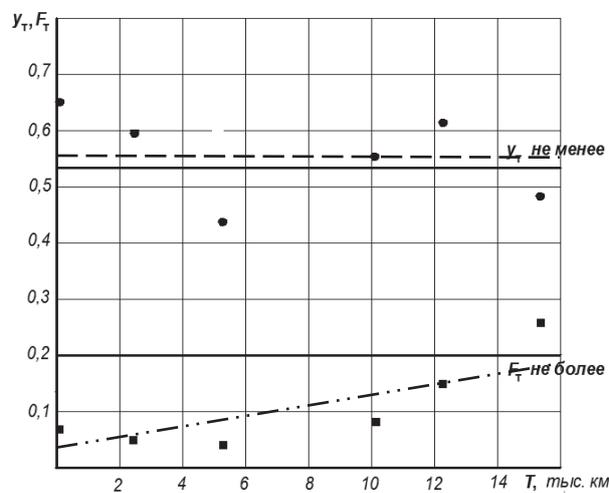
в – ВАЗ-21099, У 349 МК 34.

Общий пробег на начало наблюдений: 60,2 тыс. км.



г – ВАЗ-21150, М 252 АХ 34.

Общий пробег на начало наблюдений: 74,2 тыс. км.



д – ВАЗ-21144, М 903 МС 34.

Общий пробег на начало наблюдений: 12,1 тыс. км.

Изменения эффективности торможения переднеприводных автомобилей ВАЗ:

● – значение удельной тормозной силы; ■ – значение относительная разность тормозных сил; — — — — — нормативное значение удельной тормозной силы и относительной разности тормозных сил; — — — — — усредненная зависимость удельной тормозной силы от пробега автомобиля; — — — — — усредненная зависимость относительной разности тормозных сил от пробега автомобиля

редние колесные тормозные механизмы на автомобилях были установлены тормозные колодки одного изготовителя – ОАО «ВАТИ».

При проведении экспериментов измерения эффективности торможения автомобилей ВАЗ выполнялись на поверенном тормозном стенде СТС-3Л-СП-11 (результаты приведены в табл. 1).

Точность полученных значений соответствует заданной доверительной вероятности $\delta = 0,95$. Закон распределения случайных величин – соответствует нормальному. Проверка принадлежности экспериментальных значений одной совокупности случайных величин на основе сравнения

дисперсий показала, что дисперсии различаются не значимо, т. е. выделить характерные фазы изнашивания при заданных пробегах аналитическими методами затруднительно.

Анализ полученных данных позволил построить графики изменения показателей эффективности торможения автомобилей ВАЗ при пробеге 15 тыс. км от начала установки тормозных колодок (рис. 1). Математические модели изменения эффективности торможения имеют вид $Y_i = f(X_j)$, где X_j – удельная тормозная сила или относительная разность тормозных сил.

Эффективность торможения автомобилей ВАЗ по результатам проверки на тормозном стенде СТС 3Л-СП-11

ВАЗ-111930, М 851 КК 34 Общий пробег на начало наблюдений:			ВАЗ-21150, М 849 СР 34 Общий пробег на начало наблюдений:			ВАЗ-21099, У 349 МК 34 Общий пробег на начало наблюдений:			ВАЗ-21150, М 252 АХ 34 Общий пробег на начало наблюдений:			ВАЗ-21144, М 903 МС 34 Общий пробег на начало наблюдений:		
Пробег, км	Удельная тормозная сила	Относительная разность тормозных сил	Пробег, км	Удельная тормозная сила	Относительная разность тормозных сил	Пробег, км	Удельная тормозная сила	Относительная разность тормозных сил	Пробег, км	Удельная тормозная сила	Относительная разность тормозных сил	Пробег, км	Удельная тормозная сила	Относительная разность тормозных сил
0	0,74	0,13	0	0,62	0,17	0	0,43	0,17	0	0,70	0,13	0	0,65	0,07
2509	0,59	0,07	1753	0,40	0	2437	0,40	0,07	2418	0,60	0,06	2533	0,59	0,05
4932	0,61	0,08	5102	0,60	0,1	4952	0,64	0,32	5112	0,59	0,05	5214	0,43	0,04
1001 3	0,62	0,12	1005 0	0,49	0,07	1016 8	0,55	0,30	1024 1	0,64	0,1	1014 2	0,55	0,08
1210 2	0,60	0,13	1287 3	0,55	0,26	1231 0	0,33	0,19	1270 5	0,64	0,04	1225 6	0,61	0,15
1502 1	0,52	0,24	1554 0	0,46	0,24	1524 6	0,44	0,34	1498 3	0,70	0,21	1532 7	0,48	0,26

Примечания. Удельная тормозная сила $\gamma_T = P_T/mg$, где P_T – сумма тормозных сил на колесах оси, Н; m – масса автомобиля, приходящаяся на ось, кг. Относительная разность тормозных сил $F_T = |P_{T\text{ пр.}} - P_{T\text{ лев.}}|/P_{T\text{ max}}$, где $P_{T\text{ пр.}}$ и $P_{T\text{ лев.}}$, соответственно, тормозные силы на правом и левом колесе, Н; $P_{T\text{ max}}$ – максимальная из этих сил, Н.

При оценке эффективности торможения по показателям «удельная тормозная сила» (γ_T) и «относительная разность тормозных сил» (F_T) характерных зон процесса изнашивания выявлено не было. Это может объясняться тем, что период приработки тормозных накладок происходит при незначительном пробеге, а периода прогрессирующего износа фрикционный слой колодок не достигает из-за ограничения предельной величины износа по требованиям безопасности.

На большинстве диаграмм отражена общая тенденция изменения технического состояния деталей колесных тормозных механизмов в процессе изнашивания пар трения. Такое свойство узла трения, как эффективность торможения, снижается с увеличением пробега автомо-

биля от замены колодок. Наиболее информативно это проявляется на диаграммах изменения относительной разности тормозных сил на колесах оси.

Вместе с тем, характер расположения кривых показывает, что на эффективность торможения также оказывал влияние общий пробег автомобиля. Это обусловлено тем, что в процессе эксплуатации взаимодействие пар трения приводит не только к износу тормозных накладок, но также и к износу рабочей поверхности контртела: барабана или диска.

Износ рабочей поверхности контртела происходит менее интенсивно. Так, для передних тормозных механизмов автомобилей сроки замены тормозных колодок и тормозных дисков могут различаться на порядок. Причем, если

тормозные колодки в процессе эксплуатации неоднократно заменяются, то контртела за тот же период с эксплуатации не заменяются, что оказывает все большее воздействие на снижение эффективности торможения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тюрин, С.В. Изменение эффективности торможения автомобилей семейства ВАЗ-2110 в процессе эксплуатации / Тюрин С.В., Федотов В.Н. // Политранспортные системы: матер. IV Всерос. науч.-техн. конф., посвящ. 50-летию КГТУ, Красноярск, 22-24 ноября 2006 г. / Краснояр. гос. техн. ун-т. - Красноярск, 2006. - Ч.2. - С. 141-144.
2. Дядин, К.В. Исследование эффективности торможения переднеприводных автомобилей семейства ВАЗ на тормозном стенде СТС ЗЛ-СП-11 / Дядин К.В., Тюрин С.В., Федотов В.Н. // XIV региональная конференция молодых исследователей Волгоградской области (Волгоград, 10-13 нояб. 2009 г.) : тез. докл. / ВолГТУ [и др.]. - Волгоград, 2010. - С. 101-103.

3. Ревин, А.А. Метод оценки долговечности тормозных накладок по результатам подконтрольной эксплуатации аналога / Ревин А.А., Тюрин С.В., Федотов В.Н. // Автомобильная промышленность. - 2007. - № 8. - С. 38-39.

4. Тюрин, С.В. Режимы ускоренных испытаний тормозных накладок микроавтобусов (маршрутных такси) / Тюрин С.В., Федотов В.Н. // Изв. ВолГТУ. Сер. Транспортные наземные системы: Межвуз. сб. науч. статей / ВолГТУ. - Волгоград, 2004. - Вып.1, №3. - С. 85-90.

5. Ревин, А.А. Прогнозирование ресурса новых тормозных накладок транспортного средства / Ревин А.А., Тюрин С.В., Федотов В.Н. // Вестник транспорта. - 2006. - № 9. - С. 32-34.

6. Полуэктов, М.В. Общая оценка долговечности элементов автоматизированных тормозных систем автомобилей / М.В. Полуэктов, М.Г. Радченко // Изв. ВолГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 4 : межвуз. сб. науч. ст. / ВолГТУ. - Волгоград, 2011. - № 12. - С. 113-115.

7. Бойко, Г.В. Исследование антропогенного воздействия пассажирских транспортных средств малой вместимости / Бойко Г.В., Федотов В.Н., Богданова Е.В. // Безопасность жизнедеятельности. - 2008. - №8. - С. 19-22.

УДК 629.1.07

*Г. А. Чернова**, *А. В. Синьков**, *Т. А. Сторчилова***

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ АВТОБУСА «ВОЛЖАНИН-4298» НА ХОЛОСТЫХ ОБОРОТАХ И НА ПЕРВОЙ ПЕРЕДАЧЕ

* Волжский политехнический институт (филиал)
Волгоградского государственного технического университета
** Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: stor4ilova@rambler.ru)

Получены и обработаны результаты экспериментальных исследований виброускорений автобусов «Волжанин-4298».

Ключевые слова: автобус, карданная передача, виброускорение.

Received and processed the results of experimental research of vibration accelerations of the buses «Volzhanin-4298».

Keywords: bus, driveshaft, vibration acceleration.

В процессе эксплуатации в период с 7 апреля 2010 года по 7 февраля 2013 года автобусов «Волжанин-4298» были зафиксированы неисправности карданной передачи, из-за которых автобусы снимались с линии. Автобус «Волжанин-4298» сконструирован на базе шасси Ashok Leyland типа ALPSV-3/82. Количество сходов с неисправностями карданной передачи с каждым годом приобретает все большие значения. Если в 2010 году их количество было равно 4, то в 2012 было зафиксировано 45 случаев неисправностей карданной передачи. Большее количество сходов приходится на ослабление затяжки болтов крепления карданного вала, образование люфтов в задней крестовине. Результатом вышеуказанных причин является повышенная вибрация карданных валов. [1]. В связи с этим была проведена вибрационная диагно-

стика карданной передачи данной модели автобуса.

В настоящей статье представлены основные результаты вибрационного исследования состояния карданной передачи нового автобуса и автобуса с пробегом 15 т. км.

Конструкция карданной передачи, на которой проводились измерения вибрационных характеристик, представлена на рис. 1.



Рис. 1. Конструкция карданной передачи автобуса «Волжанин-4298»

Значения виброускорения были получены по четырем параметрам: Peak, P-P, RMS, Max [2].

Peak – пиковое значение виброускорения, измеренное пиковым детектором.

Max – максимальное значение виброускорения.

P-P – размах между максимальным и минимальным пиковыми значениями вибрации.

RMS – (энергетический параметр вибрации) среднеквадратичное значение виброускорения, измеренное среднеквадратичным детектором.

Исследование проводилось на автобусе «Волжанин-4298» с помощью прибора-виброанализатора «Алгоритм-03» [3].



Рис. 2. Прибор «Алгоритм-03»

В процессе проведения измерений, исследуемые автобусы с пробегом и новый, находи-

лись на смотровых ямах в сервисном центре по гарантийному обслуживанию Scania. Измерения проводились с поддомкраченными задними колесами на холостом ходу при оборотах коленчатого вала двигателя $n_{\text{двиг.}} = 600$ об/мин и на первой передаче при $n_{\text{двиг.}} = 650$ об/мин. Вначале измерения проводились на холостом ходу. Измерения в каждой контрольной точке проводились по трем осям. Продолжительность измерений по каждой оси составляло 10 секунд. Затем виброускорение измерялось на первой передаче по тому же алгоритму.

В исследовании участвовали 3 человека: водитель, лаборант с прибором и студент-исследователь, который контролировал процесс измерений и показывал в каких точках необходимо производить крепление вибродатчика с помощью магнитного адаптера.

При проведении измерений вибродатчик прикреплялся в горизонтальной плоскости в контрольных точках: поддон двигателя и корпус КПП, а к корпусам подвесного подшипника и главной передачи крепление производилось в вертикальной плоскости, в связи с особенностями конструкции автобуса.

Измерения проводились в четырех контрольных вертикальных точках (с переключением на блоке прибора оси измерения – X, Y, Z). Схема точек крепления датчика при замерах (измерениях) виброускорений представлена на рис. 3.

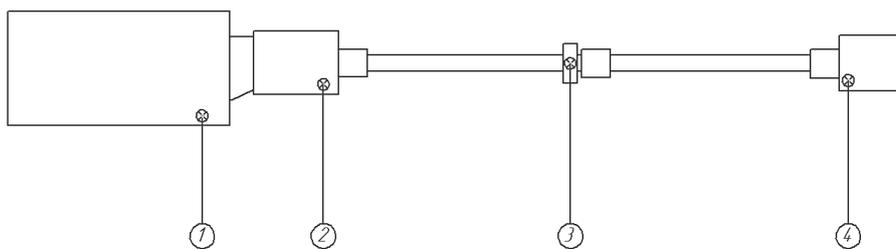


Рис. 3. Схема точек крепления датчика для проведения измерений виброускорений

Из-за особенностей конструкции автобуса, крепление вибродатчика в контрольных точках осуществлялось в разных плоскостях, поэтому полученные значения виброускорений были перераспределены по соответствующим координатным осям.

Средние значения размаха между максимальными и минимальными пиковыми значениями вибрации на холостых оборотах двигателя автобусов с пробегом и нового представлены на рис. 4.

На диаграммах (рис. 4) представлены усредненные значения размаха между макси-

мальными и минимальными пиковыми значениями вибрации, измеренные в течение 10 секунд на холостых оборотах двигателя $n_{\text{двиг.}} = 600$ об/мин, т. е. при не вращающейся карданной передаче. Как видно, величина виброускорений, измеренных на новом автобусе меньше, чем на автобусе с пробегом 15000 км.

На рис. 5 представлены диаграммы с усредненными значениями размаха между максимальными и минимальными пиковыми значениями вибрации, измеренные так же в течение 10 секунд на включенной первой передаче при оборотах двигателя $n_{\text{двиг.}} = 650$ об/мин.

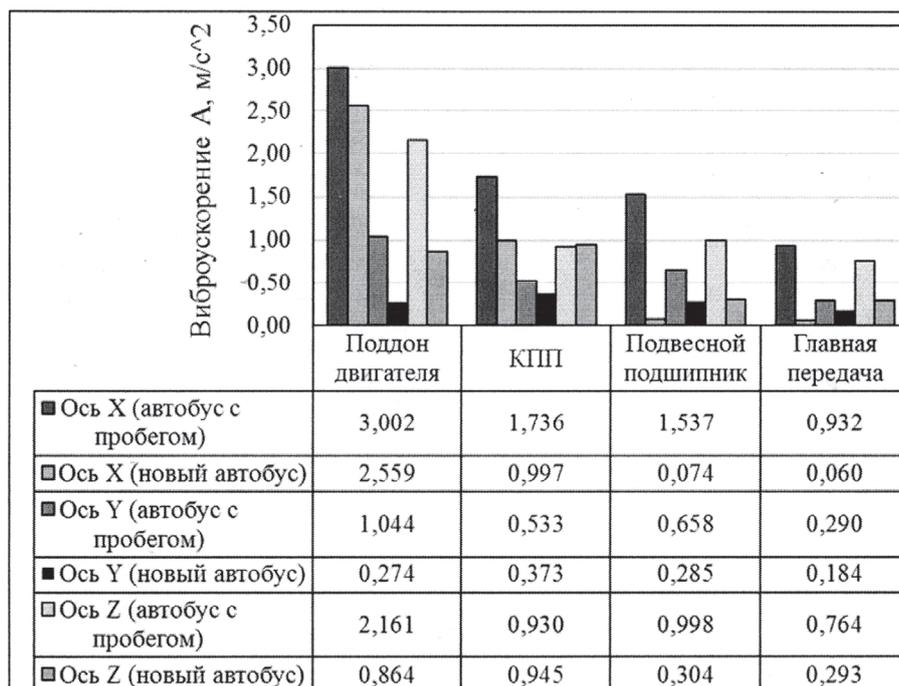


Рис. 4. Средние значения размаха между максимальными и минимальными пиковыми значениями вибрации на холостых оборотах двигателя

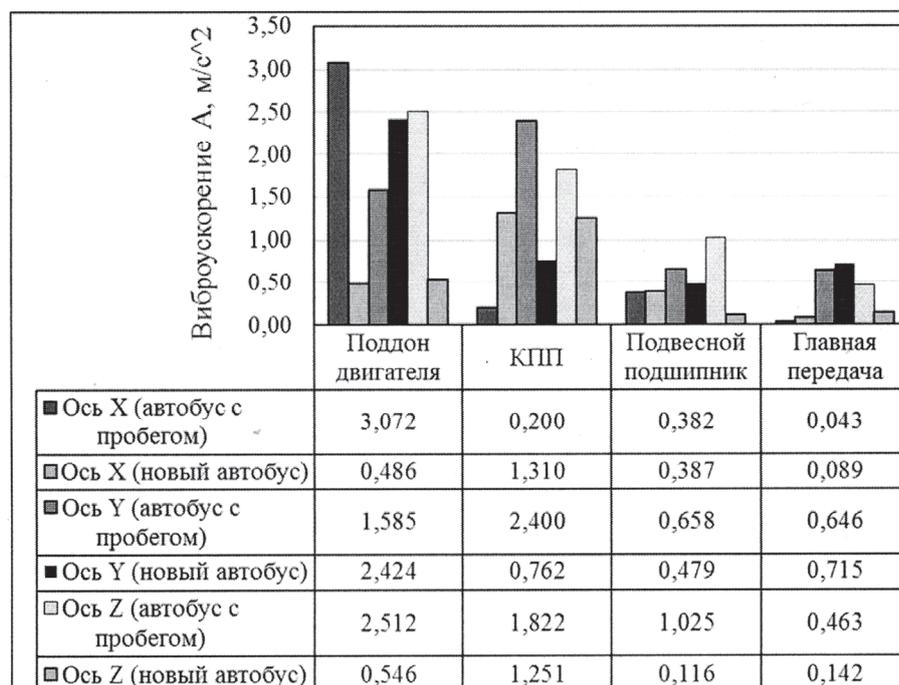


Рис. 5. Средние значения размаха между максимальными и минимальными пиковыми значениями вибрации на первой передаче

Значения вибрации на первой передаче нового автобуса ($1,310 \text{ м/с}^2$) превышают значения вибрации автобуса с пробегом ($0,200 \text{ м/с}^2$) на коробке передач в плоскости X, что может объясняться приработкой деталей со временем.

Таким образом, можно утверждать, что с приработкой значения виброускорения в определенных плоскостях (направлениях) могут уменьшаться, а затем с дальнейшей эксплуатацией увеличиваться в разной степени, завися-

щей от передачи и условий ее работы. Такой процесс может вызывать образование многочисленных неисправностей карданной передачи и выхода из строя ее элементов. Дальнейшие исследования показателей вибрации позволят использовать получаемые значения виброускорений для прогнозирования ресурса карданной передачи и неисправностей, возникающих во время эксплуатации автобусов.

Исследование и диагностика вибраций карданной передачи, с составлением журнала значений виброхарактеристик, позволит более информативно рассмотреть картину вибросостояния отдельных элементов карданной передачи и обработать полученные данные для их дальнейшего представления в удобном для анализа виде. Составление журнала позволит ускорить процесс нахождения элемента, нуждающегося в ремонте или замене.

Подводя итог, можно отметить, что значения размахов между максимальными и мини-

мальными пиковыми значениями вибрации могут использоваться как для оценки технического состояния карданной передачи, так и для прогнозирования ее состояния в зависимости от наработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Сторчилова Т.А.*, Голубев А.Г., Чернова Г.А., Бадиков К.А., Зотов Н.М. Анализ влияния кинематических характеристик на неисправности карданной передачи автобуса "Волжанин-Ритмикс" // Современные наукоемкие технологии. – 2013. – № 8 (ч. 1). – С. 10–12.
2. Руководство по эксплуатации шумомера, анализатора спектра, виброметра Алгоритм-03 (Алгоритм-03-001РЭ) // ЗАО «Алгоритм-Акустика». – Москва.
3. *Сторчилова, Т.А.* Подбор средства диагностирования вибрационных характеристик карданных передач / Сторчилова Т.А., Голубев А.Г., Чернова Г.А. // Современные проблемы транспортного комплекса России : межвуз. сб. науч. тр. молодых ученых, магистрантов и аспирантов. Вып. 4 / Магнитогорский гос. техн. ун-т им. Г.И. Носова. – Магнитогорск, 2013. – С. 187–192.

УДК 629.113

К. В. Чернышов, И. М. Рябов, А. М. Ковалев, А. В. Поздеев

ВЫВОД И АНАЛИЗ ЗАКОНА ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ В ОДНОМАССОВОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЕ ПРИ ГАРМОНИЧЕСКОМ ВОЗМУЩЕНИИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: chernykv@rambler.ru)

В статье представлен вывод закона оптимального регулирования момента инерции маховичного динамического гасителя колебаний в одномассовой колебательной системе при гармоническом возмущении, обеспечивающего минимизацию вертикальных колебаний подрессоренной массы.

Ключевые слова: одномассовая колебательная система, динамический гаситель колебаний, оптимальное регулирование.

The article is a conclusion of law optimal control moment of inertia flywheels dynamic vibration damper in single-mass oscillatory system in the harmonic perturbation, which provides minimization of vertical oscillations of the sprung mass.

Keywords: single-mass oscillation system, dynamic vibration damper, optimal control.

Проведенные исследования подвесок с маховичными динамическими гасителями колебаний показали их высокую эффективность [1 – 8]. Однако в этих работах рассмотрены динамические гасители с постоянными параметрами, настроенные на гашение колебаний в определенном узком диапазоне частот. Тем не менее, варьирование параметров динамического гасителя позволяет существенно расширить границы этого диапазона. Данная статья посвящена вы-

воду закона оптимального регулирования параметров маховичного динамического гасителя, позволяющего значительно снизить амплитуды колебаний подрессоренной массы. Для вывода этого закона рассмотрим линейную одноопорную колебательную систему, содержащую маховичный динамический гаситель колебаний с реечной передачей, при гармоническом кинематическом возмущении, расчетная схема которой представлена на рис. 1.

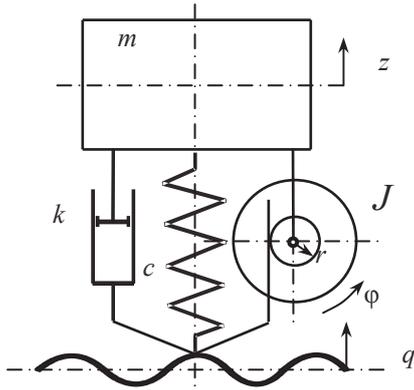


Рис. 1. Расчетная схема линейной одноопорной колебательной системы при кинематическом возмущении: m – поддрессорная масса; J – момент инерции маховика; k – коэффициент сопротивления амортизатора; c – жёсткость пружины; r – радиус шестерни реечной передачи; z – перемещение поддрессорной массы; q – перемещение возмущающего основания (профиль дороги); φ – угол поворота маховика

Динамика этой системы описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$\frac{J}{r} \ddot{\varphi} + m \ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c(z - q) = 0 \quad (1)$$

$$\text{или } m \ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c(z - q) + \frac{J}{r^2} (\ddot{z} - \ddot{q}) = 0. \quad (2)$$

Разделив левую и правую часть на m , получим:

$$\ddot{z} + 2h(\dot{z} - \dot{q}) + \omega_0^2(z - q) + J_{\text{отн}}(\ddot{z} - \ddot{q}) = 0. \quad (3)$$

$$\text{Здесь } \omega_0^2 = \frac{c}{m}, \quad 2h = \frac{k}{m}, \quad J_{\text{отн}} = \frac{J}{mr^2}.$$

Приведем уравнение (3) к следующему виду:

$$\ddot{z}(1 + J_{\text{отн}}) + 2h\dot{z} + \omega_0^2 z = J_{\text{отн}} \ddot{q} + 2h\dot{q} + \omega_0^2 q. \quad (4)$$

Общее аналитическое решение уравнения (4) является суммой общего решения Z соответствующего однородного уравнения и частного решения \tilde{z} самого неоднородного уравнения. Общее решение соответствующего неоднородного уравнения

$$\begin{aligned} Z &= e^{-\frac{h}{1+J_{\text{отн}}}t} \left(C_1 \cos \left(\sqrt{\frac{\omega_0^2}{1+J_{\text{отн}}} - \left(\frac{h}{1+J_{\text{отн}}} \right)^2} t \right) + C_2 \sin \left(\sqrt{\frac{\omega_0^2}{1+J_{\text{отн}}} - \left(\frac{h}{1+J_{\text{отн}}} \right)^2} t \right) \right) = \\ &= e^{-\frac{h}{1+J_{\text{отн}}}t} \left(C_1 \cos \left(\frac{\sqrt{\omega_0^2 + \omega_0^2 J_{\text{отн}} - h^2}}{1+J_{\text{отн}}} t \right) + C_2 \sin \left(\frac{\sqrt{\omega_0^2 + \omega_0^2 J_{\text{отн}} - h^2}}{1+J_{\text{отн}}} t \right) \right). \end{aligned} \quad (13)$$

Введем обозначение $\psi = \frac{h}{\omega_0}$ – коэффициент апериодичности подвески без учета маховика. Тогда получим:

$$\ddot{z}(1 + J_{\text{отн}}) + 2h\dot{z} + \omega_0^2 z = 0 \quad (5)$$

находится с помощью корней соответствующего характеристического уравнения:

$$(1 + J_{\text{отн}})p^2 + 2hp + \omega_0^2 = 0. \quad (6)$$

Корни этого уравнения вычисляются по формулам:

$$\begin{aligned} p_1 &= -\frac{1}{2} \cdot \frac{2h}{1+J_{\text{отн}}} - \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{2h}{1+J_{\text{отн}}} \right)^2 - \frac{\omega_0^2}{1+J_{\text{отн}}}} = \\ &= -\frac{h}{1+J_{\text{отн}}} - \frac{\sqrt{h^2 - \omega_0^2 - \omega_0^2 J_{\text{отн}}}}{1+J_{\text{отн}}}, \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} p_2 &= -\frac{1}{2} \cdot \frac{2h}{1+J_{\text{отн}}} + \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{2h}{1+J_{\text{отн}}} \right)^2 - \frac{\omega_0^2}{1+J_{\text{отн}}}} = \\ &= -\frac{h}{1+J_{\text{отн}}} + \frac{\sqrt{h^2 - \omega_0^2 - \omega_0^2 J_{\text{отн}}}}{1+J_{\text{отн}}}. \end{aligned} \quad (8)$$

Тогда если p_1 и p_2 – действительные корни, то

$$Z_1 = e^{p_1 t} = e^{-\left(\frac{h}{1+J_{\text{отн}}} + \frac{\sqrt{h^2 - \omega_0^2 - \omega_0^2 J_{\text{отн}}}}{1+J_{\text{отн}}} \right) t}, \quad (9)$$

$$Z_2 = e^{p_2 t} = e^{-\left(\frac{h}{1+J_{\text{отн}}} - \frac{\sqrt{h^2 - \omega_0^2 - \omega_0^2 J_{\text{отн}}}}{1+J_{\text{отн}}} \right) t} \quad (10)$$

$$\text{и } Z = e^{-\frac{h}{1+J_{\text{отн}}}t} \left(C_1 e^{\frac{\sqrt{h^2 - \omega_0^2 - \omega_0^2 J_{\text{отн}}}}{1+J_{\text{отн}}}t} + C_2 e^{\frac{\sqrt{h^2 - \omega_0^2 - \omega_0^2 J_{\text{отн}}}}{1+J_{\text{отн}}}t} \right), \quad (11)$$

если $p_1 = p_2 = -\frac{h}{1+J_{\text{отн}}}$, то

$$Z = e^{-\frac{h}{1+J_{\text{отн}}}t} (C_1 + C_2 t), \quad (12)$$

если p_1 и p_2 – комплексные корни, то

– если p_1 и p_2 – действительные корни, то

$$\text{и } Z = e^{-\frac{\psi \omega_0}{1+J_{\text{отн}}}t} \left(C_1 e^{-\frac{\omega_0 \sqrt{\psi^2 - 1 - J_{\text{отн}}}}{1+J_{\text{отн}}}t} + C_2 e^{\frac{\omega_0 \sqrt{\psi^2 - 1 - J_{\text{отн}}}}{1+J_{\text{отн}}}t} \right), \quad (14)$$

– если $p_1 = p_2 = -\frac{h}{1+J_{\text{отн}}}$, то $Z = e^{-\frac{h}{1+J_{\text{отн}}}t} (C_1 + C_2 t)$, (15)

– если p_1 и p_2 – комплексные корни, то

$$Z = e^{-\frac{\psi\omega_0}{1+J_{\text{отн}}}t} \left(C_1 \cos\left(\frac{\sqrt{1+J_{\text{отн}}-\psi^2}}{1+J_{\text{отн}}}\omega_0 t\right) + C_2 \sin\left(\frac{\sqrt{1+J_{\text{отн}}-\psi^2}}{1+J_{\text{отн}}}\omega_0 t\right) \right). \quad (16)$$

Из полученных формул следует:

1) h – относительный коэффициент демпфирования подвески без маховика;

2) $\frac{h}{1+J_{\text{отн}}}$ – относительный коэффициент демпфирования подвески с маховиком;

3) ω_0 – собственная частота подвески без маховика и амортизатора;

4) $\omega_0\sqrt{1-\psi^2}$ – собственная частота подвески с амортизатором без маховика;

5) $\frac{\omega_0}{\sqrt{1+J_{\text{отн}}}}$ – собственная частота подвески с маховиком и без амортизатора;

6) $\frac{\sqrt{1+J_{\text{отн}}-\psi^2}}{1+J_{\text{отн}}}\omega_0$ – собственная частота

подвески с маховиком и амортизатором.

Анализ формул пунктов 5 и 6 показывает, что маховик снижает собственную частоту колебаний подвески.

Получено также частное решение неоднородного уравнения (4) при условии, что правая часть уравнения представляет гармоническое возмущение

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

где q_0 – амплитуда возмущения, ω – частота возмущения:

$$\tilde{z} = q_0 \sqrt{\frac{(\omega_0^2 - \omega^2 J_{\text{отн}})^2 + 4h^2 \omega^2}{(\omega_0^2 - \omega^2 - \omega^2 J_{\text{отн}})^2 + 4h^2 \omega^2}} \sin\left(\omega t - \arctg \frac{2h\omega^3}{(\omega_0^2 - \omega^2 J_{\text{отн}})(\omega_0^2 - \omega^2 - \omega^2 J_{\text{отн}}) + 4h^2 \omega^2}\right). \quad (18)$$

Это выражение можно представить также в виде

$$\tilde{z} = q_0 \sqrt{\frac{(1-\iota^2 J_{\text{отн}})^2 + 4\psi^2 \iota^2}{(1-\iota^2 - \iota^2 J_{\text{отн}})^2 + 4\psi^2 \iota^2}} \sin\left(\omega t - \arctg \frac{2\psi \iota^3}{(1-\iota^2 J_{\text{отн}})(1-\iota^2 - \iota^2 J_{\text{отн}}) + 4\psi^2 \iota^2}\right), \quad (19)$$

где $\iota = \frac{\omega}{\omega_0}$ – относительная частота возмущения.

Поскольку для автомобильных подвесок характерно, что p_1 и p_2 являются комплексными величинами, то общее аналитическое решение уравнения (4) при этом допущении имеет следующий вид:

$$z = e^{-\frac{\psi\omega_0}{1+J_{\text{отн}}}t} \left(C_1 \cos\left(\frac{\sqrt{1+J_{\text{отн}}-\psi^2}}{1+J_{\text{отн}}}\omega_0 t\right) + C_2 \sin\left(\frac{\sqrt{1+J_{\text{отн}}-\psi^2}}{1+J_{\text{отн}}}\omega_0 t\right) \right) + q_0 \sqrt{\frac{(1-\iota^2 J_{\text{отн}})^2 + 4\psi^2 \iota^2}{(1-\iota^2 - \iota^2 J_{\text{отн}})^2 + 4\psi^2 \iota^2}} \sin\left(\omega t - \arctg \frac{2\psi \iota^3}{(1-\iota^2 J_{\text{отн}})(1-\iota^2 - \iota^2 J_{\text{отн}}) + 4\psi^2 \iota^2}\right). \quad (20)$$

С целью выявления оптимальной (с точки зрения минимизации амплитуд колебаний подвески массы) величины относительного момента инерции маховика, для каждой частоты (относительной частоты) колебаний исследуем на экстремум функцию

$$K(J_{\text{отн}}) = \sqrt{\frac{(1-\iota^2 J_{\text{отн}})^2 + 4\psi^2 \iota^2}{(1-\iota^2 - \iota^2 J_{\text{отн}})^2 + 4\psi^2 \iota^2}}.$$

Для этого введем обозначение: $y = 1 - \iota^2 J_{\text{отн}}$. Получим

$$K(y) = \sqrt{\frac{y^2 + 4\psi^2 \iota^2}{(y - \iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}}. \quad (21)$$

Найдем производную полученной функции:

$$\frac{dK(y)}{dy} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{(y - \iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}{y^2 + 4\psi^2 \iota^2}} \times \frac{2y \cdot [(y - \iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2] - 2(y - \iota^2) \cdot [y^2 + 4\psi^2 \iota^2]}{[(y - \iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2]^2}. \quad (22)$$

Приравняв производную нулю, получим уравнение:

$$y^2 - \iota^2 y - 4\psi^2 \iota^2 = 0. \quad (23)$$

Корни полученного уравнения:

$$y_{1,2} = \frac{\iota^2 \pm \sqrt{\iota^4 + 16\psi^2 \iota^2}}{2}. \quad (24)$$

Отсюда $J_{\text{отн } 1,2} = \frac{1}{\iota^2} - \frac{1}{2} \mp \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{4\psi^2}{\iota^2}}.$ (25)

Из полученных значений

$$J_{\text{отн } 1} = \frac{1}{\iota^2} - \frac{1}{2} - \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{4\psi^2}{\iota^2}}$$

и $J_{\text{отн } 2} = \frac{1}{\iota^2} - \frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{4\psi^2}{\iota^2}}$

первое соответствует максимуму коэффициен-

$$K_{\text{отн}}(\iota) = \sqrt{\frac{(\iota - \sqrt{\iota^2 + 16\psi^2})^2 + 16\psi^2}{(-\iota - \sqrt{\iota^2 + 16\psi^2})^2 + 16\psi^2}} = \sqrt{\frac{\iota^2 + 16\psi^2 - \iota\sqrt{\iota^2 + 16\psi^2}}{\iota^2 + 16\psi^2 + \iota\sqrt{\iota^2 + 16\psi^2}}} = \frac{4\psi\sqrt{\iota^2 + 16\psi^2}}{\iota^2 + 16\psi^2 + \iota\sqrt{\iota^2 + 16\psi^2}}. \quad (28)$$

В частном случае, при отсутствии демпфирования ($\psi = 0$)

$$K_{\text{отн}}(\iota) = 0, \quad (29)$$

что означает отсутствие колебаний подрессоренной массы и затрат энергии на гашение колебаний.

Для практической реализации закона оптимального регулирования относительного момента инерции маховичного динамического гасителя колебаний можно использовать, например, конструкцию, представленную на рис. 2.

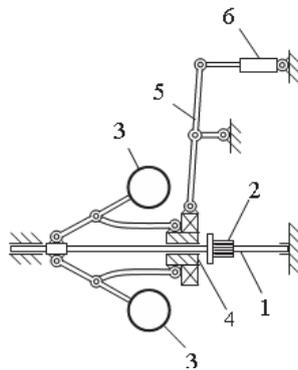


Рис. 2. Схема динамического гасителя колебаний в виде усовершенствованного регулятора Уатта: 1 – вал; 2 – шестерня реечной передачи, закрепленная на валу; 3 – маховые массы; 4 – муфта; 5 – коромысло; 6 – регулирующий механизм

Момент инерции маховых масс 3 (рис. 2), относительно оси вала 2 изменяется регулирующим механизмом 6 (электрическим, гидрав-

та динамичности $K(J_{\text{отн}})$, а второе – его минимуму.

Таким образом, получен закон оптимального регулирования относительного момента инерции маховика, применение которого минимизирует амплитуду колебаний подрессоренной массы, в функции относительной частоты возмущения:

$$J_{\text{отн}}(\iota) = \frac{1}{\iota^2} - \frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{4\psi^2}{\iota^2}}. \quad (26)$$

В частном случае, при $\psi = 0$,

$$J_{\text{отн}} = \frac{1}{\iota^2} - \frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4}} = \frac{1}{\iota^2}. \quad (27)$$

Оптимальная амплитудно-частотная характеристика колебательной системы при наличии демпфирования будет иметь вид:

лическим или механическим), путем изменения расстояния маховых масс от оси вращения.

На рис. 3. приведены амплитудно-частотные характеристики параметров колебаний подвески с оптимальным регулированием относительного момента инерции маховичного динамического гасителя колебаний и закон оптимального регулирования при различном уровне демпфирования.

Анализ графиков, приведенных на рис. 3, показывает, какой значительный результат дает оптимальное регулирование момента инерции маховичного динамического гасителя колебаний по снижению колебаний подрессоренной массы. Так, у амплитудно-частотных характеристик перемещений (синие линии на графиках 3, а, б и в) нет резонансных пиков. Наоборот, при возбуждении колебаний с частотой собственных колебаний при штатном демпфировании $\psi = 0,2$ (рис. 3, б) амплитуда колебаний подрессоренной массы в резонансе ($\iota = 1$) более чем в 4 раза меньше амплитуды гармонического возмущения (в относительных координатах равна 1). В классической виброзащитной системе, с таким же уровнем демпфирования амплитуда колебаний подрессоренной массы в резонансе в 2,7 раза больше амплитуды гармонического возмущения. Причем колебания объекта виброзащиты уменьшаются при снижении демпфирования и при его отсутствии становятся равными нулю – очень хороший результат.

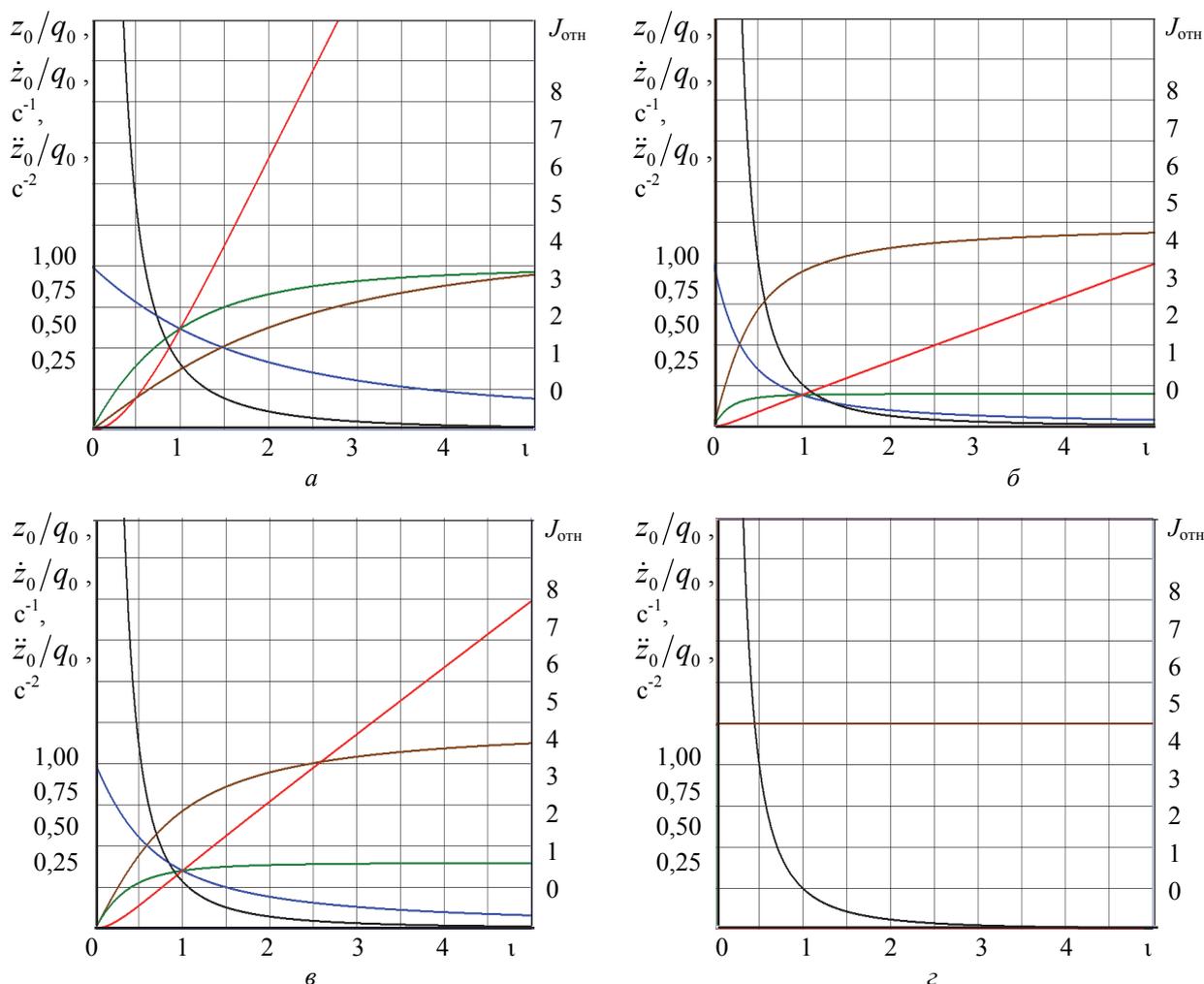


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики параметров колебаний поддресоренной массы при оптимальном регулировании относительного момента инерции маховичного динамического гасителя колебаний и закон оптимального регулирования при различном уровне демпфирования:

- a* – при $\psi = 0,5$; *б* – при $\psi = 0,2$; *в* – при $\psi = 0,1$; *г* – при $\psi = 0$
- перемещения
 - скорости
 - ускорения
 - сдвиг фазы колебаний
 - относительный момент инерции маховика (закон оптимального регулирования)

Для уменьшения габаритов и массы, динамического гасителя колебаний, в приводе вращения маховика целесообразно использовать мультипликатор, повышающий частоту вращения маховика при накоплении им энергии. Когда маховик отдает свою энергию колебательной системе, мультипликатор становится редуктором. Математическая модель колебательной системы подвески с маховиком и редуктором-мультипликатором выглядит следующим образом:

$$\frac{i_p J}{r} \ddot{\phi} + m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c(z - q) = 0 \quad (30)$$

$$\text{или } m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c(z - q) + \frac{i_p^2 J}{r} (\ddot{z} - \ddot{q}) = 0. \quad (31)$$

Здесь i_p – передаточное число редуктора-мультипликатора. Таким образом, использование редуктора-мультипликатора позволяет снизить момент инерции маховика в i_p^2 раз и, соответственно, его массу и габариты.

Общее аналитическое решение уравнения (31) применительно к автомобильным подвескам (когда p_1 и p_2 являются комплексными величинами) имеет следующий вид:

$$z = e^{\frac{-\psi \cdot \omega_0}{1+i_p^2 J_{отн}} t} \left(C_1 \cos \left(\frac{\sqrt{1+i_p^2 J_{отн} - \psi^2}}{1+i_p^2 J_{отн}} \omega_0 t \right) + C_2 \sin \left(\frac{\sqrt{1+i_p^2 J_{отн} - \psi^2}}{1+i_p^2 J_{отн}} \omega_0 t \right) \right) +$$

$$+ q_0 \sqrt{\frac{(1-i^2 i_p^2 J_{отн})^2 + 4\psi^2 i^2}{(1-i^2 - i^2 i_p^2 J_{отн})^2 + 4\psi^2 i^2}} \sin \left(\omega t - \arctg \frac{2\psi i^3}{(1-i^2 i_p^2 J_{отн})(1-i^2 - i^2 i_p^2 J_{отн}) + 4\psi^2 i^2} \right), \quad (32)$$

коэффициент динамичности подвески

$$K = \sqrt{\frac{(1-i^2 i_p^2 J_{отн})^2 + 4\psi^2 i^2}{(1-i^2 - i^2 i_p^2 J_{отн})^2 + 4\psi^2 i^2}}, \quad (33)$$

сдвиг фазы колебаний поддресоренной массы

$$\varphi = -\arctg \frac{2\psi i^3}{(1-i^2 i_p^2 J_{отн})(1-i^2 - i^2 i_p^2 J_{отн}) + 4\psi^2 i^2}. \quad (34)$$

Из формулы (35) видно, что коэффициент динамичности подвески зависит от передаточного числа редуктора-мультипликатора i_p . Поэтому, задавшись определенными значениями относительного коэффициента затухания подвески ψ и относительного момента инерции маховика $J_{отн}$, можно определить закон оптимального регулирования (с точки зрения минимизации амплитуд колебаний поддресоренной массы) передаточного числа редуктора-мультипликатора при изменении относительной частоты колебаний. Редуктор-мультипликатор, позволяющий плавно изменять передаточное число называется вариатором.

Исследуем на экстремум функцию $K(i_p)$ для вариатора. Введем обозначение: $y = 1 - i^2 i_p^2 J_{отн}$. Получим

$$K(y) = \sqrt{\frac{y^2 + 4\psi^2 i^2}{(y - i^2)^2 + 4\psi^2 i^2}}. \quad (35)$$

Полученная функция имеет минимум при условии, что:

$$y = \frac{i^2 - \sqrt{i^4 + 16\psi^2 i^2}}{2}. \quad (36)$$

$$\text{Отсюда } 1 - i^2 i_p^2 J_{отн} = \frac{i^2 - \sqrt{i^4 + 16\psi^2 i^2}}{2}, \quad (37)$$

и закон оптимального регулирования вариатора привода маховика будет иметь вид

$$i_p = \sqrt{\frac{1}{J_{отн}} \left(\frac{1}{i^2} - \frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{4\psi^2}{i^2}} \right)}. \quad (40)$$

В частном случае, при $\psi = 0$,

$$i_p = \frac{1}{i \sqrt{J_{отн}}}. \quad (41)$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Рябов, И. М. Амортизаторы с рекуперацией энергии в цикле колебаний / И. М. Рябов, В. В. Новиков, К. В. Чернышов, В. В. Воробьев, А. В. Галов // Справочник. Инженерный журнал. – М.: Машиностроение, 2001. – №7. – С. 31–34.
2. Рябов, И. М. Математическая модель подвески транспортного средства с инерционно-фрикционным амортизатором / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, В. В. Воробьев, И. Н. Уруков // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. – Вып. 3. № (21). – С. 29–31.
3. Рябов, И. М. Математическое моделирование релаксационной подвески АТС с инерционным элементом / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев // Изв. ВолгГТУ. Серия “Наземные транспортные системы”. Вып. 3: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 80–82.
4. Рябов, И. М. Теоретическое исследование и выбор рациональных параметров релаксационной подвески АТС с инерционным элементом / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев // Изв. ВолгГТУ. Серия “Наземные транспортные системы”. Вып. 3: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 83–86.
5. Рябов, И. М. Типы конструкций инерционно-фрикционных амортизаторов, их моделирование и испытания / И. М. Рябов, В. В. Новиков, А. В. Поздеев, К. В. Чернышов, А. С. Митрошенко // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 4. – С. 23–26.
6. Пат. 2142585 РФ, МКИ F 16 F 7/10, В 60 G 13/18. Амортизатор / Рябов И. М., Новиков В. В.; ВолгГТУ. – Бюл. № 34, – 1999.
7. Пат. 2142586 РФ, МКИ F 16 F 7/10, В 60 G 13/18. Амортизатор / Рябов И. М., Новиков В. В.; ВолгГТУ. – Бюл. № 34, – 1999.
8. Пат. 2313014 РФ, МПК 7/10 В 60 G 15/30, F16 F 15/30 Амортизатор / Рябов И. М., Чернышов К. В., Воробьев В. В., Соколов А. Ю., ВолгГТУ. – Бюл. № 35, – 2007.

УДК 629.114.2.042.027

*К. В. Шеховцов, А.В. Победин, Н. С. Соколов-Добрев, М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов***ОЦЕНКА ВИБРОЗАЩИТНЫХ СВОЙСТВ ШТАТНОЙ
И ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КАБИНЫ
В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ СТАНДАРТОВ****Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: shehovtsov@vstu.ru)

В статье методами математического моделирования выполнена сравнительная оценка виброзащитных свойств систем подрессоривания кабин тракторов со штатными и динамическими гасителями колебаний.

Ключевые слова: кабина, штатный виброизолятор, динамический виброизолятор.

The article describes the principle of dynamic vibration absorbers operating and the tractor cabin vibration isolator construction, which operates on this principle.

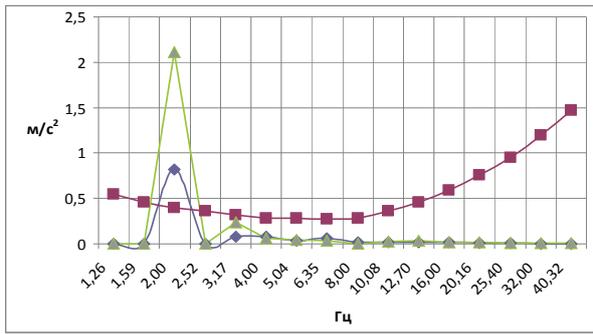
Keywords: cabin, vibration isolator, dynamic vibration absorbtion.

Параметры вибровоздействий на оператора трактора регламентируются ГОСТом 12.1.012-90. В международной практике для оценки этих воздействий используется стандарт ИСО 2631-74. Он устанавливает более жесткие, по сравнению с ГОСТом, требования на параметры вертикальных виброускорений в диапазоне частот от 0,63 до 125 Гц, в котором находятся частоты большинства имеющих значение возмущений, действующих в эксплуатации на пол кабины.

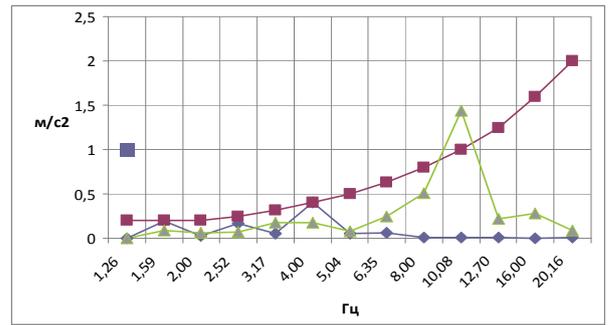
В стандарте ИСО 2631-74 приводятся диаграммы, в соответствии с которыми выполняется оценка качества систем подрессоривания трактора. Эти диаграммы регламентируют продолжительность работы оператора при воздействии на него колебаний со стандартными частотами третьоктавного спектра в зависимости от уровня виброускорений. В соответствии с этими диаграммами выполнена оценка виброзащитных свойств систем подрессоривания кабины и сиденья с использованием штатных и динамических виброизоляторов [1, 2, 3, 6]. С использованием разработанной модели трактора ВТ-100 с пространственно-динамическим представлением гусеничной ходовой системы и систем подрессоривания остова, двигателя, кабины и сиденья [1, 4, 5] выполнены численные эксперименты с целью исследования вибронегруженности рабочего места оператора при движении трактора на 3 и 7 передачах без крюковой нагрузки и с крюковой нагрузкой по ровной поверхности и по полигонам с единичными, периодическими и случайными неровностями. С помощью про-

граммного спектроанализатора выполнена обработка полученных числовых осциллограмм и получены третьоктавные спектры вертикальных и продольно-угловых ускорений кабины и сиденья. На рис. 1 для примера приведены третьоктавные спектры виброускорений сиденья и кабины при движении без крюковой нагрузки по выше описанным полигонам, на рис. 2 – с крюковой нагрузкой. Треугольным маркером помечены зависимости для случаев, когда в системе подрессоривания кабины использованы штатные резиновые виброизоляторы, ромбовидным – когда использованы виброизоляторы, работающие по принципу динамического гашения колебаний, квадратным – зависимость по стандарту ISO, регламентирующая продолжительность работы оператора в 8 часов (рабочая смена) при данном частотном составе и уровне виброускорений.

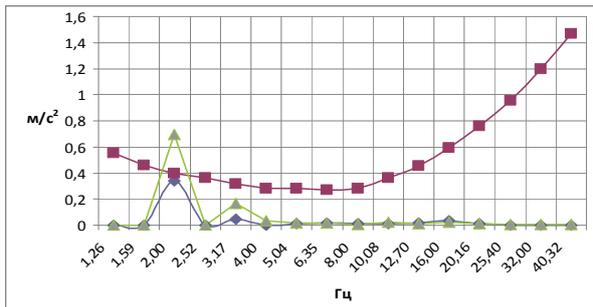
Анализ всего комплекта графиков свидетельствует о том [1, 4, 5], что за исключением небольшого количества случаев, виброзащитные свойства системы подрессоривания с динамическими виброизоляторами оказываются существенно лучшими в диапазоне частот эксплуатационных воздействий. Пики на графиках вертикальных и горизонтальных ускорений на разных частотах системы подрессоривания со штатными виброизоляторами на графиках с динамическими виброизоляторами либо отсутствуют, либо существенно снижаются. Следовательно, практически на всех режимах движения обеспечивается лучшая виброзащита рабочего места оператора.



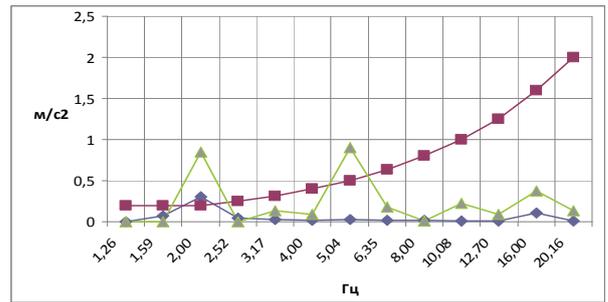
Вертикальные ускорения сиденья.
Периодическая неровность



Горизонтальные ускорения кабины.
Периодическая неровность

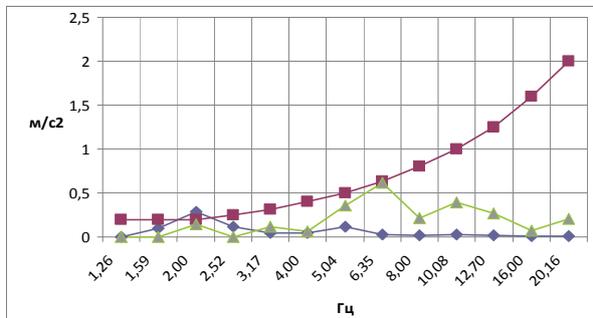


Вертикальные ускорения сиденья.
Случайная неровность

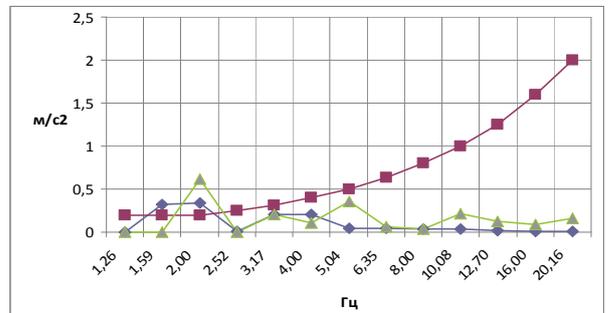


Горизонтальные ускорения кабины.
Ровная поверхность

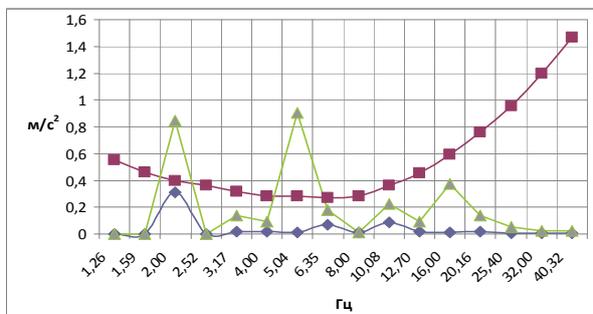
Рис. 1. Примеры полученных диаграмм при движении без крюковой нагрузки



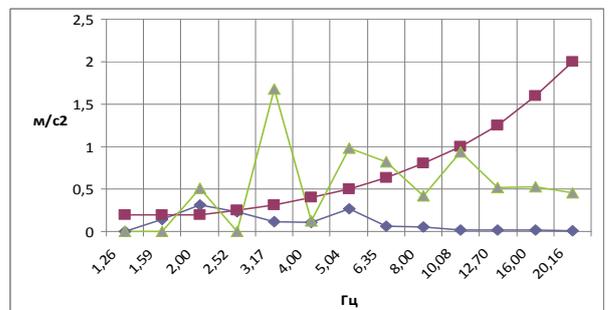
Горизонтальные ускорения кабины.
Ровная поверхность



Горизонтальные ускорения кабины.
Единичная неровность



Вертикальные ускорения сиденья.
Случайная неровность



Горизонтальные ускорения кабины.
Периодическая неровность

Рис. 2. Примеры полученных диаграмм при движении с крюковой нагрузкой

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Шеховцов, К.В.* Подрессоривание кабин тракторов с использованием динамических гасителей колебаний / Шеховцов К.В., Победин А.В., Соколов-Добрев Н.С., Шеховцов В.В. // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 6: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – № 10. – С. 43-46.
2. *Шеховцов, В.В.* Экспериментальное определение характеристик виброизоляторов кабины трактора / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, В.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, К.В. Шеховцов // Международный научно-исследовательский журнал = Research Journal of International Studies. – 2013. – № 7-2. – С. 118-122.
3. *Шеховцов, В.В.* Технические решения упруго-демпфирующих устройств подвески кабины трактора / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, В.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, К.В. Шеховцов // Международный научно-исследовательский журнал = Research Journal of International Studies. – 2013. – № 7-2. – С. 122-125.
4. Модель подвески кабины трактора / А.В. Победин, О.Д. Косов, В.В. Шеховцов, К.В. Шеховцов // Прогресс транспортных средств и систем – 2009: матер. междунар. н.-пр. конф., Волгоград, 13-15 окт. 2009 г.: в 2 ч. Ч. 1 / ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2009. – С. 222-223.
5. Разработка модели и расчетные исследования подвески кабины транспортного средства / В.В. Шеховцов, А.В. Победин, М.В. Ляшенко, К.В. Шеховцов // Проектирование колесных машин: матер. всерос. науч.-техн. конф., посвящ. 100-летию начала подгот. инж. по автомобильной специальности в МГТУ им. Н.Э. Баумана (25-26 дек. 2009 г.) / ГОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". – М., 2010. – С. 184-188.
6. Положительное решение о выдаче патента на п. м. от 15.06.2013 г. МПК F16F3/093, F16F1/373. / Виброизолятор кабины транспортного средства / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, А.В. Победин, В.П. Шевчук, М.В. Ляшенко, К.В. Шеховцов; Заявка № 2013127453, приоритет от 17.06.2013 г.

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

УДК 621.436.12

А. М. Ларцев

ВЛИЯНИЕ ТИПА ТУРБОКОМПРЕССОРА НА ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ ПРИ ЕГО ФОРСИРОВАНИИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: rces@vstu.ru)

В статье рассматриваются особенности форсирования двигателя воздушного охлаждения с различными турбокомпрессорами. Приведены результаты индицирования и термометрирования по цилиндрам дизеля.

Ключевые слова: форсирование, давление, температура, дизель.

The article considers the peculiarities of forcing the engine of air cooling with a variety of turbochargers. Given the results of measuring the pressure and temperature of the cylinder diesel engine.

Keywords: forcing, pressure, temperature, diesel.

Серийное производство двигателей воздушного охлаждения большой мощности характеризуется наличием разнообразного специализированного оборудования, предназначенного для изготовления отдельных деталей двигателя. Это и автоматические линии для обработки головки цилиндра, и обрабатывающие центры для изготовления картера, и специализированные станки для обработки коленчатого и распределительного валов, и сложная литейная оснастка. Перечень можно продолжить. Отметим, что при наличии большого количества специализированного оборудования конструктивные изменения, например, такие как изменение диаметра коренных опор коленчатого вала, диаметра цилиндра двигателя или хода поршня крайне не желательны. Это связано, как правило, с необходимостью замены дорогостоящего оборудования и как следствие большими финансовыми и временными потерями. Поэтому при форсировании двигателя необходимо, повышая уровень его среднего эффективного давления, сохранять основные конструктивные размеры деталей остова, цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма неизменными.

В свете изложенного перед сотрудниками Волгоградского моторного завода стояла еще более сложная задача: создание тяжелого тракторного двигателя с различными уровнями фор-

сирования предназначенного для эксплуатации в экстремальных условиях и обладающего приемлемой ценой для отечественного потребителя. Выполнение поставленных задач потребовало проведения конструкторско-исследовательскими службами предприятия большого объема научно-исследовательских работ, которые позволили создать несколько модификаций двигателя 8ЧВН15/16, комплектуемых как исключительно отечественными узлами и деталями, так и в комбинации с импортными.

Влияние параметров турбокомпрессора на показатели дизеля воздушного охлаждения известно [2]. Однако еще большая зависимость параметров двигателя от турбокомпрессора наблюдается при его форсировании. Это хорошо видно на примере форсирования двигателя В-400 с ТКР8,5С-7 производства Дергачевского завода турбокомпрессоров (Украина) и ТКР S3A «Schwitzer» (Германия).

Проведение форсирования двигателя [1] практически всегда связано с определением предельных функциональных возможностей турбокомпрессора. С этой целью на двигателе В-400 проведены испытания ТКР8,5С-7 с увеличением мощности до 450 л.с. [4] и подбором оптимального угла опережения впрыска топлива по минимальному удельному эффективному расходу топлива. Результаты испытаний приведены в таблице.

Как видно после форсирования заметно снизился технический уровень двигателя:

1. Возросла теплонапряженность (рост температуры головки цилиндра на 20°C, а температуры отработавших газов на 46°C).

2. Ухудшилась экономичность более чем на

10 г/кВт*час.

3. Произошло снижение α с 1,84 до 1,76 за счет незначительного прироста (по сравнению с расходом топлива) расхода воздуха.

4. Обороты вентилятора возросли до 4590 мин⁻¹. ($n_{\text{вmax}}=4500$ мин⁻¹).

Показатели двигателя 8ЧВН 15/16 при его форсировании с ТКР8,5С-7

Наименование показателя	Численные значения	
	В-400	В-450
Эксплуатационная мощность N_e , кВт/л.с.	290/394	339/461
Частота вращения коленчатого вала n , мин ⁻¹	1740	1898
Расход топлива g_e , г/кВт*час	239	249
Массовый расход воздуха G_b , кг/ч	1794	2084
Коэффициент избытка воздуха α	1,84	1,76
Температура отработавших газов после турбины T'_t , °К	747	793
Температура головки цилиндра, °К	397	417
Обороты вентилятора n_b , мин ⁻¹	4272	4590
Угол опережения подачи топлива θ , град	32	37

Приведенные значения параметров свидетельствуют об исчерпании возможностей турбокомпрессора ТКР8,5С-7 при мощностях свыше 410-420л.с.

Двигатель был поставлен на 200 часовые испытания на надежность, которые на 34 часу были прекращены ввиду его тяжелого теплового состояния. При непрерывной работе двигателя более 1,5 часов температура головок цилиндра поднималась свыше 433°К, а выпускные коллектора принимали малиновый цвет при температуре выхлопных газов после турбины свыше 793°К. При этом обороты вентилятора приближались к 4700мин⁻¹. Испытания были остановлены ввиду угрозы отказа цилиндропоршневой группы и (или) головки цилиндра.

Несколько иная картина наблюдается при использовании ТКР S3A «Schwitzer» [3]. Двигатель В-400, укомплектованный турбокомпрессором S3A, более приспособлен к повышению эффективной мощности. Все параметры двигателя находятся в допустимых пределах, что подтверждается результатами испытаний:

-стабильный удельный эффективный расход топлива ($g_e=230$ г/кВт*час);

- частота вращения вентилятора не превышает $n_b=4110$ мин⁻¹;

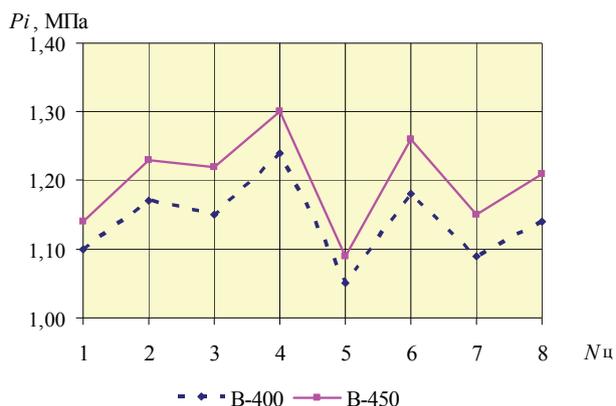
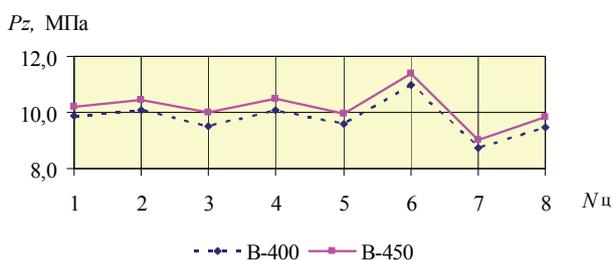
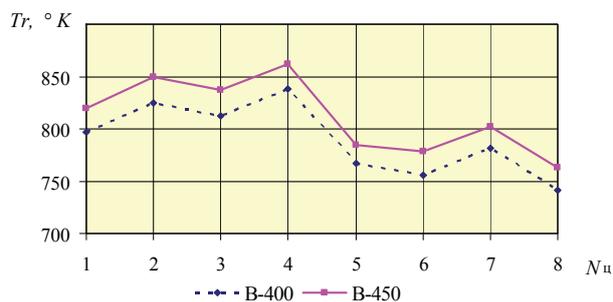
- уверенное повышение расхода воздуха, проходящего через двигатель до $G_b=2200$ кг/ч;

- коэффициент избытка воздуха не опускается ниже $\alpha=1,98$;

- повышается глубина охлаждения надвучного воздуха в охладителе при форсировании до 40-45°К.

Интерес представляет оценка изменения показателей рабочего процесса двигателя, а также разброс показателей по цилиндрам двигателя. На двигатель устанавливались две головки цилиндров, подготовленные для индцирования низких и высоких давлений в цилиндре. Головки, оснащенные датчиками давления, последовательно переставлялись на цилиндры по следующей схеме: 1-2, 3-4, 5-6, 7-8. Результаты замеров параметров по цилиндрам (N_{ci}) двигателя приведены на рис.1-3.

Хорошо видно, что с первого по пятый цилиндр температура выхлопных газов синхронно отслеживает изменение индикаторных показателей. Видимо, здесь возможна косвенная оценка качества протекания рабочего процесса по температуре выхлопных газов. С шестого по восьмой цилиндр изменение температуры выхлопных газов происходит противоположно изменению индикаторных показателей. Это связано с конструкцией несимметричной системы выпуска двигателя В-400, которая обеспечивает работу импульсной системы наддува и порядком работы цилиндров двигателя.

Рис. 1. Изменение среднего индикаторного давления P_i Рис. 2. Изменение максимального давления P_z Рис. 3. Изменение температуры отработавших газов T_r

Разброс значений среднего индикаторного давления и максимального давления сгорания по цилиндрам достигает 14-23%. На дизеле был проведен замер фаз газораспределения, который показал, что значения углов открытия и закрытия клапанов достаточно стабильны по цилиндрам, а их численные значения соответствуют углам, заложенным в конструкторской до-

кументации. Нестабильность показателей, скорее всего вызвана особенностями протекания рабочего процесса с объемно-плочным смесеобразованием при неравномерном охлаждении головок цилиндров и недостаточно тщательной регулировкой топливной аппаратуры на безмоторном стенде и ее характер не зависит от уровня форсирования двигателя в данном диапазоне. Неравномерность протекания рабочих процессов по цилиндрам приводит к ухудшению токсичности, дымности, увеличению вибраций и механических нагрузок на детали, росту числа отказов по деталям цилиндропоршневой группы.

Индицирование низких давлений в цилиндрах двигателя показало, что при его работе в штатном и форсированном режимах имеют место высокие значения отрицательной работы, затрачиваемой на насосные хода. Для двигателя с наддувом это является признаком несовершенства организации процесса газообмена, а разброс значений среднего давления насосных ходов в цилиндрах при соблюдении фаз газораспределения достигающий 60-70%, свидетельствует о нестабильности качества изготовления и сборки отдельных элементов газозадушного тракта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Взоров Б.А. Форсирование тракторных двигателей / Б.А.Взоров, М.М.Мордухович.-М.: Машиностроение, 1974.- 152 с.
2. Ларцев А.М. Влияние параметров турбокомпрессора на показатели дизелей воздушного охлаждения / А.М.Ларцев, Е.А.Федянов, А.В.Васильев // Межвуз. сб. науч. ст. №12(115)/ВолгГТУ.- Волгоград, 2013 – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки»; вып. 5) – С.46-49.
3. Определение показателей рабочего процесса дизеля В-400 на номинальном режиме при его форсировании до 450 л.с.: технический акт / Волгоградский моторный завод. – Волгоград, 1990. – 16 с.
4. Результаты испытаний дизеля В-400 при его форсировании до 450 л.с.: технический акт / Волгоградский моторный завод. – Волгоград, 1990. – 4 с.

УДК 629.113

А. В. Шабанов, В. В. Ломакин, А. А. Шабанов****ВЫБОР АЛГОРИТМА РАБОТЫ И ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ
ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ, ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО БАЛАНСА ГСУ****НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ»*****Московский государственный машиностроительный университет "МАМИ"**

(e-mail: 964 55 01 870@mail.r, vvLauto@bk.ru, Saaha-1955@mail.ru)

В статье предложена методика расчета баланса энергии силовой установки гибридного автомобиля в городском цикле Правил №83-06 и алгоритм выбора ее параметров.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, силовая установка, методика выбора параметров.

In clause the calculation procedure of balance of energy of a power-plant of the hybrid car in a city cycle of Rules №83-06 and algorithm of a choice of its parameters is offered.

Keywords: the hybrid car, a power-plant, a technique of a choice of parameters

Известно, что определяющую роль в достижении низких расходов топлива гибридного автомобиля играет не только выбранная мощность электродвигателя, а в большей степени алгоритм работы энергоустановки, определяющий режим включения электродвигателя при движении автомобиля в испытательных циклах. Было показано влияние рабочего объема ДВС и его мощности на расход топлива автомобилем [1,2,3,4]. Рассмотрим более подробно методику выбора алгоритма работы и параметров гибридной силовой установки (ГСУ), а также последовательность расчета энергетического баланса проектируемой ГСУ.

Математическая модель работы ГСУ автомобиля рассматривается конкретно для испытательного цикла, например, Европейского городского цикла (ГЦ) Правил №83-06 ЕЭК ООН, который содержит набор операций и этапов. Каждая операция городского цикла характеризуется нагрузочными и скоростными режимами, т.е. мощностью, необходимой для движения автомобиля. Для повышения топливной экономичности автомобиля рабочие режимы ДВС выбирают с минимальным удельным расходом топлива. По многопараметровой характеристике можно определить оптимальные по топливной экономичности значения частоты вращения и момента с целью использования этих зависимостей для управления скоростью вращения ДВС и его нагрузкой.

Известны этапы европейского городского цикла и мощности, необходимые для движения автомобиля категории М1 на отдельных этапах цикла. Зная рабочие параметры нагружения ДВС автомобиля по городскому циклу, можно расчетным путем определить мощностной баланс энергетической установки и анализировать различные алгоритмы работы силовой ус-

тановки с целью улучшения энергетических показателей ГСУ. Основным критерием оптимальности работы силовой установки является минимальный расход топлива.

Выборанный оптимальный по топливной экономичности закон управления силовой установкой можно реализовать следующим образом. Одним из управляющих входных параметром является нагрузка на силовую установку. Она зависит от массы автомобиля и скорости его движения. Другим критерием оптимального алгоритма работы силовой установки (СУ) является минимальный диапазон изменения степени зарядки батареи (SOC) в испытательном цикле. В конце испытательного цикла величина SOC должна быть равна начальному значению. Это поддерживает баланс энергии в аккумуляторной батарее, что позволит использовать аккумуляторную батарею меньшей емкости, размеров и стоимости. Дефицит зарядной энергии приведет к увеличению расхода топлива гибридом. Минимизация диапазона изменения степени зарядки батареи (SOC) в испытательном цикле положительно сказывается на КПД батареи, который зависит не только от величины тока заряда-разряда, но и от степени зарядки батареи [5,6].

**Алгоритм расчета баланса энергии ГСУ
в городском цикле (ГЦ) Правил №83-06**

Расчет энергетического баланса ГСУ проводим по показателю энергопотребления E_p (кДж/100км), т.к. изменение мощности по циклу происходит в определенном интервале времени. Используя показатель энергопотребления E_p , можно проводить расчеты топливной экономичности автомобилей, а также объективно проводить сравнение подзаряжаемых гибридов с обычными гибридами и автомобилями. При

этом энергию топлива необходимо пересчитать через ее теплотворную способность в кДж/кг, а электрическую энергию $E_{эл}$ (кВт*ч/100км) перевести в кДж/100км, используя известные из физики соотношения. С учетом этого, необходимо наряду с обычным показателем экономичности автомобилей Q_s (л/100км) использовать показатель E_p (кДж/100км) для всех автомобилей.

Последовательность расчета энергетического баланса:

1. Для выбора параметров силовой установки необходимы исходные данные о разрабатываемом объекте. Они определяют в первую очередь его инерционную массу, от которой зависит максимальная мощность ГСУ. На данном этапе можно по статистическим критериям (коэффициентам) в первом приближении выбрать параметры силовой установки [2].

2. Определение средней и пиковой мощности при движении автомобиля. Мощности при движении автомобиля определяются на отдельных этапах ГЦ в фазе разгона и равномерного движения и при рекуперации в фазе замедления.

3. По выбранным параметрам проводится математическое моделирование работы ГСУ в испытательных циклах. При этом производится выбор алгоритма работы силовой установки: выбор мощности ДВС, электродвигателя и емкости батареи.

4. По критериям оптимальности производится корректировка параметров силовой установки. Затем производится расчет по математической модели с новыми данными.

5. Определение энергии при движении автомобиля на отдельных этапах ГЦ. Энергетические составляющие на отдельных этапах ГЦ определяются как произведение средней мощности движения автомобиля на время работы силового агрегата на отдельных этапах ГЦ. Изменение мощности при разгоне почти линейно по времени (процесс графически имеет форму треугольника) [3,7]. Учитывая это, нетрудно найти среднюю мощность на этапе разгона. При постоянной скорости мощность также постоянна.

6. Определение резервной (зарядной) мощности при движении автомобиля на отдельных этапах ГЦ [3]

$$\Delta N_{ДВС} = N_{opt} - N_{тяг.д}$$

где N_{opt} – оптимальное значение мощности на данном нагрузочном режиме; $N_{тяг.д}$ – тяговая мощность автомобиля.

7. Выбор алгоритма движения автомобиля в ГЦ при выбранной мощности электродвигателя.

8. Расчет общей энергии заряда батареи от зарядной мощности ДВС. В расчете принимается, что $\Delta N_{ДВС}$ в силовой установке полностью поглощается генератором и аккумулируется батареями.

9. Расчет общей энергии заряда батареи от рекуперации при торможении автомобиля на отдельных этапах ГЦ. Для упрощения расчета принимается, что энергия рекуперации при торможении в ГЦ полностью поглощается аккумуляторной батареей.

10. Расчет общей энергии движения автомобиля в ГЦ в режиме работы ДВС. Энергия движения автомобиля в ГЦ определяется суммированием энергий движения автомобиля на отдельных этапах ГЦ.

11. Расчет общей энергии движения автомобиля в ГЦ на электротяге. Энергия движения автомобиля в ГЦ на электротяге определяется суммированием энергий движения автомобиля на отдельных этапах ГЦ.

12. Расчет общей зарядно-разрядной энергии при движении автомобиля в ГЦ. Зарядно-разрядная энергия определяется суммированием энергий заряда батареи и разряда ее на электродвигатель на этапах городского цикла.

13. Расчет общей энергии движения автомобиля в ГЦ. Энергия рассчитывается суммированием энергий движения автомобиля на отдельных этапах ГЦ.

14. Выбор алгоритма работы ГСУ по критериям минимального расхода топлива и минимального значения зарядно-разрядной энергии. При расчете эти критерии дают один оптимальный алгоритм работы СУ (см. табл.).

Результаты расчета с использованием приведенного алгоритма энергетического баланса энергии ГСУ приведены в таблице. Приводятся результаты расчета энергетического баланса ГСУ с электродвигателями различной мощности. Оптимальный алгоритм работы ГСУ в городском цикле ЕЭК ООН Правил №83-06 предусматривает, что большая часть времени работы ДВС в городском цикле ЕЭК ООН Правил №83-06 приходится на этапы интенсивного разгона автомобиля, т.к. это позволяет оптимально загрузить ДВС. Разгон автомобиля с ГСУ от 0 до 30 км/ч осуществляется на электротяге, а разгон от 30 до 50 км/ч – на ДВС, работающем по характеристике мини-

мальных удельных расходов. Электродвигатель при этом выключен. Избыток мощности ДВС при разгоне направляется в накопитель энергии.

Варианты движения автомобиля в ГЦ и результаты расчета энергетического баланса силовой установки

Операции	Характер. движения № 1 (15кВт), кДж	Характер. движения № 2 (30кВт), кДж	Характер. движения № 3 (15кВт), кДж	Характер. движения № 4 (15кВт), кДж	Характер. движения № 5, (30кВт), кДж	Характер. движения № 6, (15кВт), кДж
Ускорение	Эл.дв	ДВС	Эл.дв	ДВС	Эл.дв	ДВС
Постоянная скорость	Эл.дв	Эл.дв	Эл.дв	Эл.дв	Эл.дв	Эл.дв
Замедление	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.
Ускорение (1)	ДВС	Эл.дв	ДВС	ДВС	Эл.дв	Эл.дв
Ускорение (2)	ДВС	Эл.дв	ДВС	ДВС	Эл.дв	ДВС
Постоянная скорость	Эл.дв	Эл.дв	Эл.дв	Эл.дв	Эл.дв	Эл.дв
Замедление	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.
Ускорение (1)	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС
Ускорение (2)	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС
Ускорение (3)	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС
Постоянная скорость	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС
Замедление	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.
Постоянная скорость	Эл.дв	Эл.дв	ДВС	ДВС	Эл.дв	ДВС
Замедление	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.
Энергия заряда от ДВС, кДж	536	468	809	841	512,5	801
Энергия заряда от ДВС+рекупер, кДж	755	687	1028	1060	731,5	1020
Энергия эл.двигателя	265	323	174	144	353	156,5
Энергия рекуперации	219	219	219	219	219	219
Энергия движ. от ДВС	600,5	542,5	691,5	721,5	512,5	709
Δ эн. баланс, кДж	488	364	852	916	575	863
Энергия цикла	1084,5	1084,5	1084,5	1084,5	1084,5	1084,5

Таким образом, предложенная методика расчета баланса энергии ГСУ в городском цикле Правил №83-06 и алгоритм выбора параметров силовой установки гибридного автомобиля позволяет определить оптимальный закон работы СУ и поддерживать баланс энергии в аккумуляторной батарее. При этом ГСУ работает с минимальными энергозатратами, а зарядно-разрядная энергия также имеет минимальное значение.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ломакин В.В. К вопросу выбора мощности ДВС энергетической установки гибридных автомобилей / В.В. Ломакин, А.В. Шабанов, А.А. Шабанов // Журнал ААИ. – 2013. – № 1(79). – С.

2. Ломакин В.В. К вопросу выбора мощности и алгоритма силовой установки гибридного автомобиля / В.В. Ломакин, А.В. Шабанов, А.А. Шабанов // Журнал ААИ. – 2013. – № 2(79). – С.

3. Каталоги автомобилей 2009-2013г.

4. Ломакин В.В. К расчету баланса мощности комбинированной энергоустановки гибридного автомобиля / В.В. Ломакин, А.В. Шабанов, А.А. Шабанов // Журнал ААИ. - 2013. - № 3(79). - С.

5. Куликов И.А. Динамическое программирование как инструмент теоретического исследования силовой установки гибридного автомобиля / И.А. Куликов // Журнал ААИ. - 2010. - № 4,5 (63-64). - С.

6. Куликов И.А. Управление комбинированной энергоустановкой автомобиля: экология или энергоэффективность / И.А. Куликов, В.В. Селифонов, А.И. Филонов // Автомобильная промышленность. - 2011. - №1. - С.

7. Бахмутов С.В. Автомобили с гибридной силовой установкой / С.В. Бахмутов, В.В. Селифонов, В.В. Ломакин, А.В. Круташов. – М.: МГТУ «МАМИ», 2009. – 136 с.

УДК 621.437

*М. Г. Шатров, Б. А. Кудряшов, А. Ю. Дунин, А. А. Езжев, А. Н. Ливанский***УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ,
РАБОТАЮЩЕГО НА ВОДОТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ****Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)**

(e-mail: dvs@madi.ru)

В докладе представлены результаты исследования совместного влияния массового состава водотопливной эмульсии и угла опережения впрыскивания на рабочие показатели дизеля 2Ч 10,5/12 с целью улучшения его экономических и экологических показателей. Показана возможность совместного улучшения экономических и экологических показателей дизеля на заданном режиме подбором состава водотопливной эмульсии и угла опережения впрыскивания.

Ключевые слова: дизель, рабочий процесс, водотопливная эмульсия, массовый состав, угол опережения впрыскивания, экономические и экологические показатели.

Results of research of joint influence of mass structure of a water fuel emulsion and fuel injection advance angle are presented in the report on working indicators of the diesel 2Ch 10,5/12 for the purpose of improvement of its economic and ecological indicators. Possibility of joint improvement of economic and ecological indicators of the diesel on the set mode is shown by selection of structure of a water fuel emulsion and fuel injection advance angle.

Keywords: diesel, working process, water fuel emulsion, mass structure, fuel injection advance angle, economic and ecological indicators

В Проблемной лаборатории транспортных двигателей МАДИ ведутся исследования по поиску путей повышения эффективности работы дизелей при обеспечении заданного уровня мощностных и экологических показателей.

Один из способов достижения поставленной цели – применение эмульсий различных топлив с дизельным, в частности водотопливных (ВТЭ).

Улучшение показателей дизеля, работающего на ВТЭ, объясняется следующим. Капли эмульгированного топлива, образовавшиеся после впрыскивания ВТЭ в камеру сгорания дизеля, состоят из частиц топлива, внутри которых находятся частицы воды. Из-за более низкой температуры кипения и парообразования воды при нагреве ее частицы превращаются в пар, подвергая окружающие их капли топлива дополнительному дроблению и турбулентному перемешиванию. Уменьшается продолжительность смесеобразования, и улучшается его качество.

Впрыскивание в камеру сгорания дизеля ВТЭ позволяет снизить температуру цикла, что способствует снижению содержания оксидов азота (NO_x) в отработавших газах (ОГ).

Эффективность применения ВТЭ определяется ее составом и организацией процесса эмульгирования.

Большое влияние на показатели двигателя оказывает процесс подачи ВТЭ в цилиндры, в том числе угол опережения впрыскивания топлива в камеру сгорания.

Для исследования совместного влияния состава ВТЭ и угла опережения впрыскивания на

рабочие показатели дизеля проведены предварительные исследования двигателя 2Ч 10,5/12.

Двигатель укомплектован топливным насосом высокого давления производства ОАО «Ногинский завод топливной аппаратуры» с отношением ход/диаметр плунжера 10/10 мм и комплектом штатных форсунок, отрегулированных на давление начала подъема иглы распылителя 17,2 МПа.

Для питания двигателя использовались ВТЭ с процентным соотношением дизельного топлива и воды по массе: 90% и 10%; 80% и 20%; 70% и 30%. Эмульсии приготавливались непосредственно перед подачей в ТНВД. Такой способ приготовления ВТЭ исключил необходимость применения эмульгаторов, оказывающих влияние на рабочие процессы двигателя.

Испытания проведены при частоте вращения коленчатого вала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и установочных углах $\varphi_{\text{о впр (уст)}}$ опережения впрыскивания топлива 16 и 30° ПКВ до ВМТ. Угол $\varphi_{\text{о впр (уст)}} = 30^\circ$ ПКВ до ВМТ рекомендуется заводом изготовителем, как обеспечивающий наилучшее сочетание показателей дизеля при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

На рис. 1 показано изменение содержания NO_x в ОГ по нагрузочной характеристике дизеля 2Ч 10,5/12.

Снижение содержания NO_x зависит от выбранного значения $\varphi_{\text{о впр (уст)}}$. При $\varphi_{\text{о впр (уст)}} = 16^\circ$ ПКВ до ВМТ и питании двигателя эмульсией с содержанием воды 20 % оно составило 33 %.

Применением ВТЭ с массовой долей воды 10 % и регулировкой топливной аппаратуры (ТА) на угол $\varphi_{\text{о впр (уст)}} = 30^\circ$ ПКВ до ВМТ

уменьшен выброс NO_x на 12 %. Аналогичный состав эмульсии при $\varphi_{0 \text{ вл}}(\text{уст}) = 16^\circ$ ПКВ до ВМТ

значимого воздействия на содержание NO_x в ОГ не оказал.

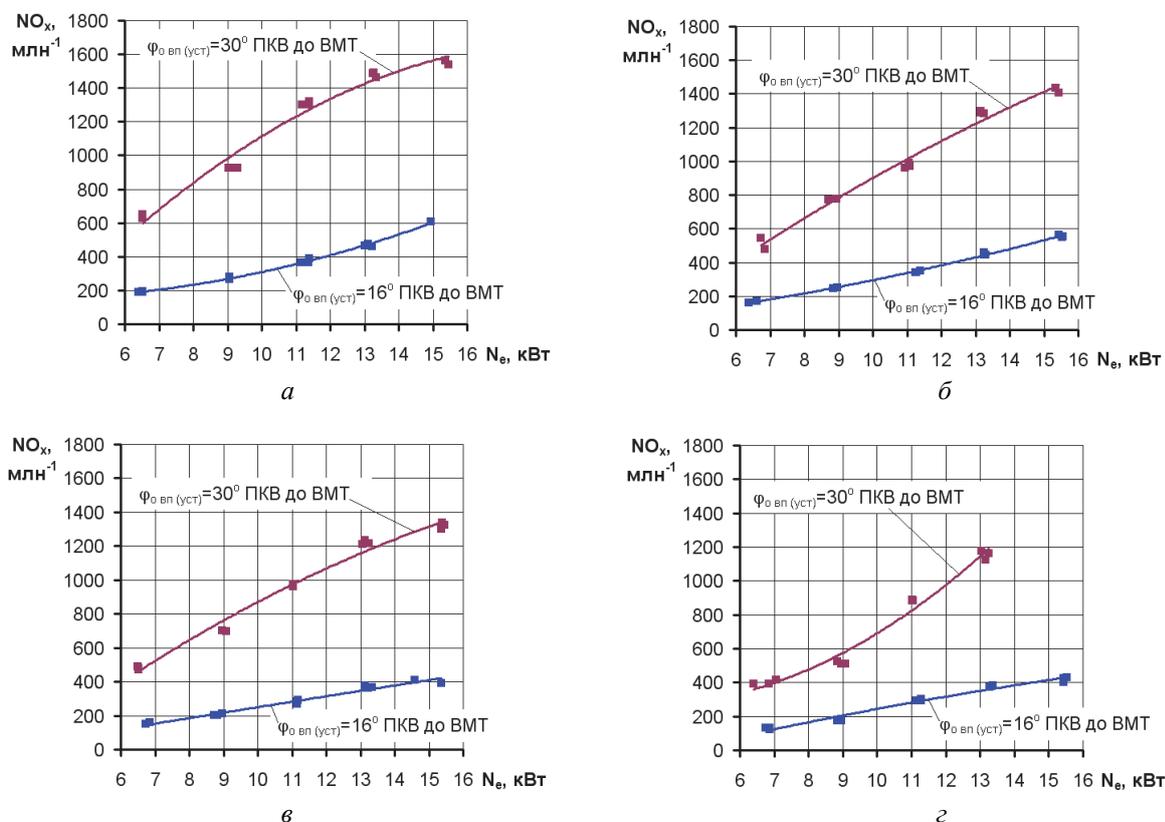


Рис. 1. Изменение содержания NO_x в отработавших газах по нагрузочной характеристике двигателя 2Ч 10,5/12 ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$) при работе на дизельном топливе и ВТЭ различного состава:

a – дизельное топлива (ДТ); *б* – ВТЭ с массовым составом 90% дизельного топлива и 10 % воды (ВТЭ-10); *в* – ВТЭ с массовым составом 80% дизельного топлива и 20 % воды (ВТЭ-20); *г* – ВТЭ с массовым составом 70% дизельного топлива и 30 % воды (ВТЭ-30)

Наряду с NO_x выбор $\varphi_{0 \text{ вл}}(\text{уст})$ и состава ВТЭ влияет на дымность S отработавших газов (рис. 2).

Тридцати процентное содержание воды в эмульсии (ВТЭ-30) на режимах малых и средних нагрузок ($N_e = 6,5 \dots 9 \text{ кВт}$) обеспечило снижение S до величин, сопоставимых с погрешностью дымомера. Для регулировки ТА $\varphi_{0 \text{ вл}}(\text{уст}) = 16^\circ$ ПКВ нулевой порог дымности для применяемого измерительного прибора отмечен при $N_e = 11 \text{ кВт}$.

На больших нагрузках и угле $\varphi_{0 \text{ вл}}(\text{уст}) = 16^\circ$ ПКВ эффективное уменьшение S (42 %) достигнуто с применением эмульсии ВТЭ-20. Дальнейшее повышение доли воды до 30 % привело к увеличению присутствия S в ОГ по сравнению с работой на ВТЭ-20.

Для иллюстрации выбора состава эмульсии и угла опережения впрыскивания, обеспечивающих совместное снижение дымности ОГ

и содержания в них оксидов азота при неизменной конструкции дизеля и его ТА построены графики, представленные на рис. 3.

Из рисунка видно, что для улучшения экологических показателей двигателя 2Ч 10,5/12 можно порекомендовать $\varphi_{0 \text{ вл}}(\text{уст}) = 16^\circ$ ПКВ. При этом на малых и средних нагрузках следует применять эмульсию ВТЭ-30, тогда как на высоких нагрузках содержание воды в ВТЭ необходимо снизить до 20 %.

Работа дизеля на $\varphi_{0 \text{ вл}}(\text{уст}) = 16^\circ$ ПКВ сопровождается большими значениями температуры отработавших газов t_r (рис. 4), связанными с поздним воспламенением и сгоранием топлива по сравнению с $\varphi_{0 \text{ вл}}(\text{уст}) = 30^\circ$ ПКВ.

В ходе испытаний дизеля 2Ч 10,5/12 проводился замер расхода, потребляемого им топлива. На рис. 5 представлены экспериментальные данные. Для эмульсий взяты значения расходов дизельного топлива, входившего в их состав.

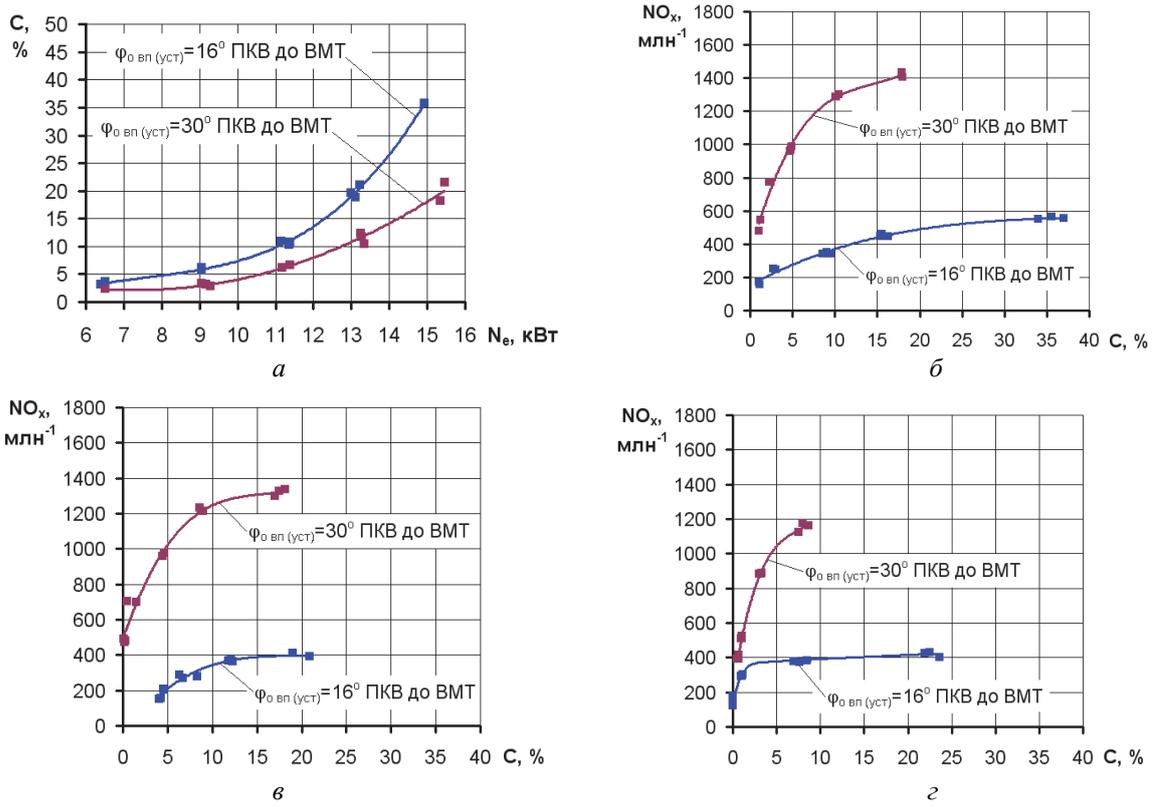


Рис. 2. Дымность отработавших газов по нагрузочной характеристике дизеля 2Ч 10,5/12 ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$) при работе на дизельном топливе и ВТЭ различного состава: *a* – ДТ; *б* – ВТЭ-10; *в* – ВТЭ-20; *г* – ВТЭ-30

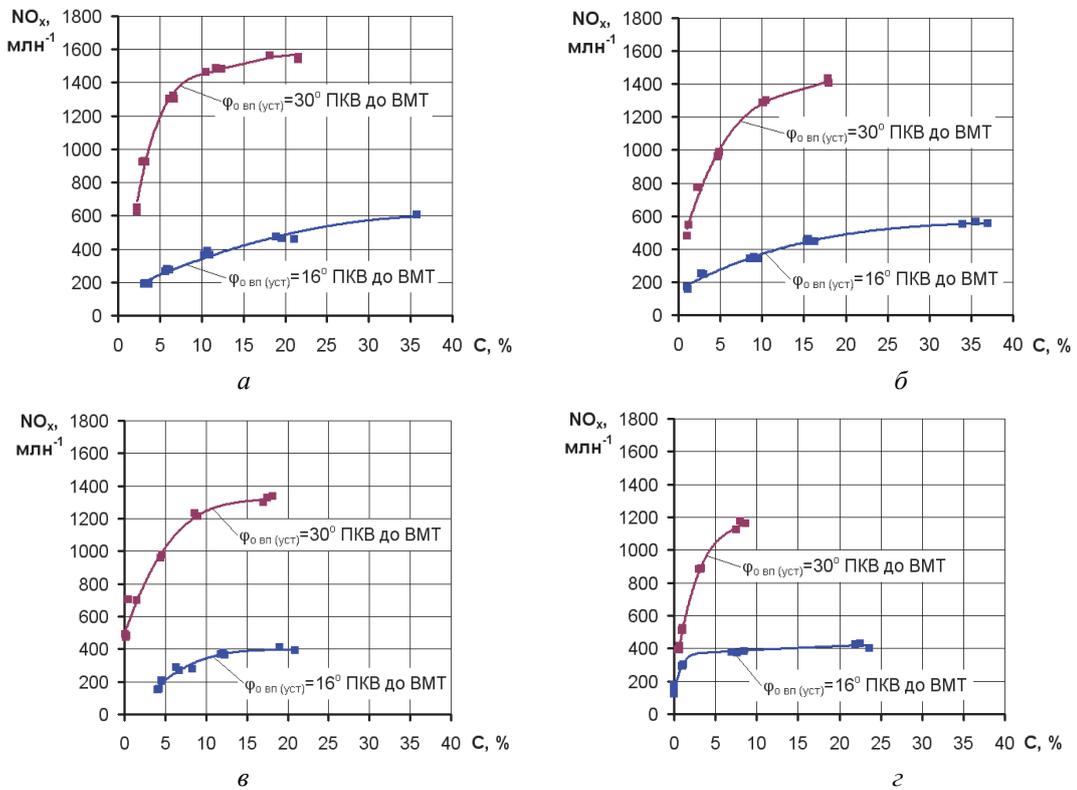


Рис. 3. Совместное изменение дымности отработавших газов и содержания в них оксидов азота для дизеля 2Ч 10,5/12 на режимах нагрузочной характеристики ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$) при работе на дизельном топливе и ВТЭ различного состава: *a* – ДТ; *б* – ВТЭ-10; *в* – ВТЭ-20; *г* – ВТЭ-30

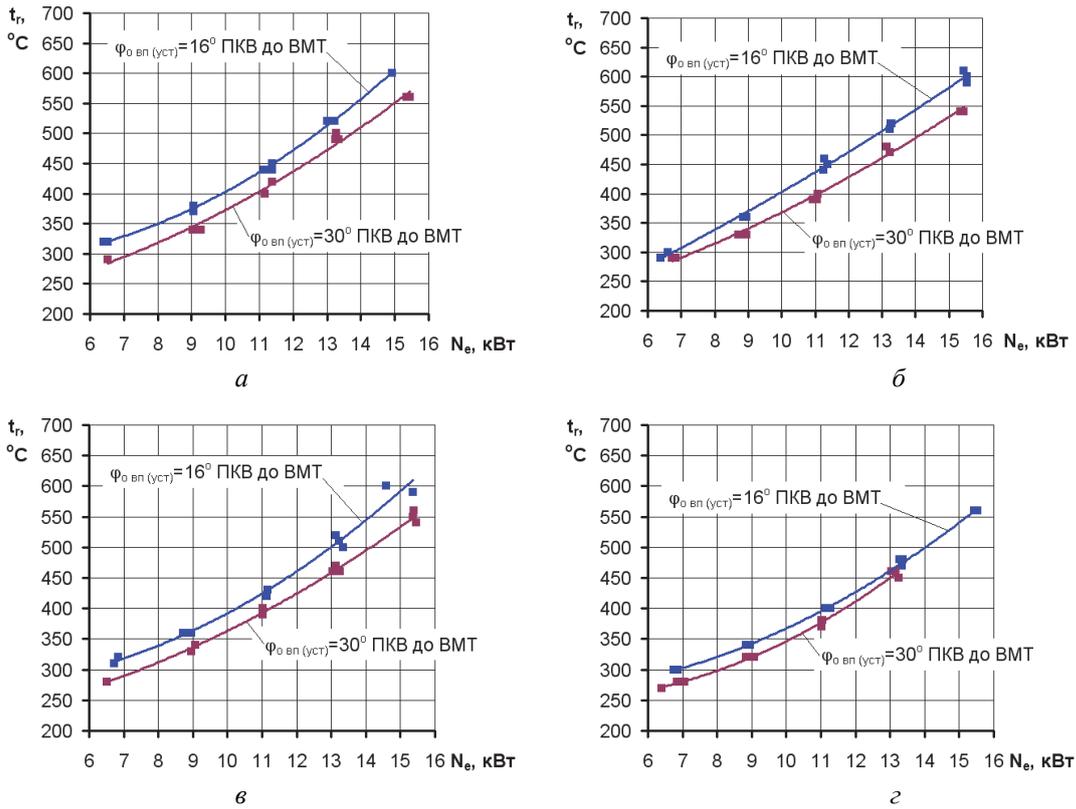


Рис. 4. Изменение температуры обработавших газов по нагрузочной характеристике дизеля 2Ч 10,5/12 ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$) при работе на дизельном топливе и ВТЭ различного состава: а – ДТ; б – ВТЭ-10; в – ВТЭ-20; г – ВТЭ-30

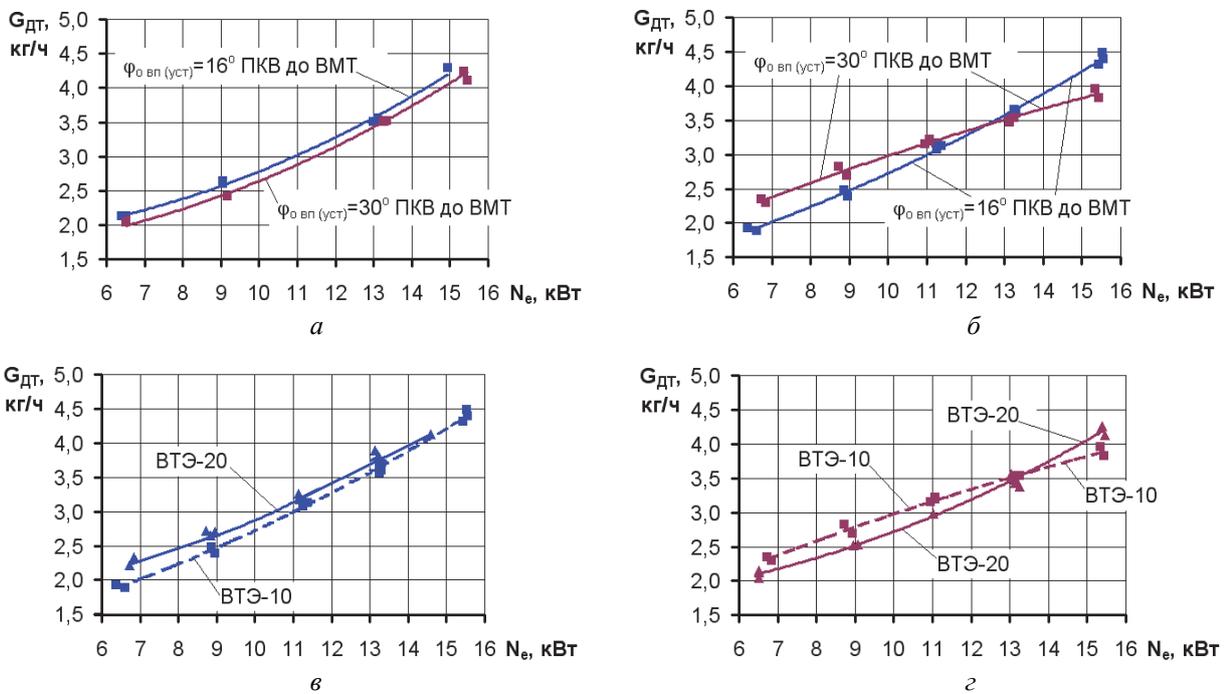


Рис. 5. Часовой массовый расход дизельного топлива двигателем 2Ч 10,5/12 при работе по нагрузочной характеристике дизеля ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$): а – ДТ; б – ВТЭ-10; в – $\varphi_{0 \text{ вл (уст)}} = 16^\circ$ ПКВ; г – $\varphi_{0 \text{ вл (уст)}} = 30^\circ$ ПКВ

При работе на дизельном топливе во всем диапазоне нагрузок при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ лучшие экономические показатели обеспечивались при $\varphi_{о \text{ вл} (уст)} = 30^\circ$ ПКВ, что соответствует рекомендациям завода-изготовителя.

С переходом на питание водотопливными эмульсиями для получения наилучшего экономического эффекта из рассматриваемых составов эмульсий рекомендуется работа двигателя на ВТЭ-10. На малых и средних нагрузках целесообразно работать с $\varphi_{о \text{ вл} (уст)} = 16^\circ$ ПКВ, а на высоких – с $\varphi_{о \text{ вл} (уст)} = 30^\circ$ ПКВ. В этом случае снижение расхода топлива (относительно расхода при работе на дизельном топливе и $\varphi_{о \text{ вл} (уст)} = 30^\circ$ ПКВ) на режиме $N_e = 6,5 \text{ кВт}$ составило 8 %, а на режиме $N_e = 15,5 \text{ кВт}$ – 7 %.

При этом состав эмульсии ВТЭ-20 в сочетании с $\varphi_{о \text{ вл} (уст)} = 30^\circ$ ПКВ не ухудшает экономи-

ческие показатели двигателя при некотором снижении дымности и выбросов NO_x (рис. 3).

Выводы

- Показана возможность совместного улучшения экономических и экологических показателей дизеля на заданном режиме подбором состава водотопливной эмульсии и установочного угла опережения впрыскивания. Для исследуемого дизеля 2Ч 10,5/12 выбрана водотопливная эмульсия с массовым содержанием воды 20% в сочетании с $\varphi_{о \text{ вл} (уст)} = 30^\circ$ ПКВ.

- Дальнейшее улучшение показателей дизеля, работающего на водотопливных эмульсиях возможно при совместной коррекции угла опережения впрыскивания и состава эмульсии в процессе работы дизеля в зависимости от его режима работы.

ОРГАНИЗАЦИЯ НА ТРАНСПОРТЕ И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

УДК 625.096

В. Н. Басков, А. Р. Рейн

ОЦЕНКА ЭНЕРГОЗАТРАТ ВОДИТЕЛЯ И АВТОМОБИЛЯ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ПЕРЕВОЗОЧНОГО ПРОЦЕССА

Саратовский государственный технический университет имени Ю. А. Гагарина

(e-mail: baskov@sstu.ru)

В настоящем исследовании обсуждается вопрос о предложении использования механической работы, совершаемой автомобилем и водителем в качестве измерителя энергозатрат на выполнение перевозочного процесса.

Ключевые слова: работомер, механическая работа, эргономические показатели, энергозатраты.

In the research the question of the offer of use of the mechanical work made by the car and the driver as the measuring instrument of energy consumption on performance of transportation process is discussed.

Keywords: work measuring instrument, mechanical work, ergonomic indicators, energy consumption.

Условия функционирования современного рынка услуг привлекли частных владельцев автотракторной техники, имеющих самый разнообразный подвижной состав по возрасту, типу и маркам. Это привело к проблеме правильности и точности оценки фактических (энергетических) затрат на выполнение работы (услуги) и, как следствие, правильности назначения цены за эту услугу.

Ранее используемые показатели – тонна, ткм, платный км пробега, моточасы – в новых условиях не отражают реальных затрат на выполнение услуги и фактически необходимой оплаты клиента за выполненную работу (услугу).

Поэтому «привязка» всех норм по расходу топлива, расчету себестоимости перевозок и т. п. к пробегу или моточасам не отражает фактических энергетических затрат водителя и автомобиля на выполнение услуги и его технического состояния после этого.

В результате уровень технического состояния парка машинно-тракторной техники, дорожная и экологическая безопасность понизились. С учетом вышесказанного сегодня становятся особо актуальными вопросы совершенствования системы обеспечения работоспособности машин, а так же существующей системы нормирования и учета их работы.

Учитывая все это, необходимо использовать другой измеритель процесса эксплуатации ма-

шин, а именно механическую работу, выполненную двигателем. Но при этом возникает проблема с регистрацией фактически выполненной механической работы. В настоящее время отсутствуют портативные простые приборы и устройства для регистрации работы. Сложность состоит в том, что механическая работа двигателем совершается и на холостом ходу, которая не регистрируется и нигде не учитывается. Энергетические затраты ДВС по количеству сожженного топлива тоже не отражают сути, так как топливо может перерасходиться из-за плохой регулировки топливной аппаратуры, а выполненная работа при этом может быть меньше, чем сожгли топлива и т. д.

Такое устройство, позволяющее регистрировать механическую работу, совершенную двигателем, было разработано и изготовлено автором. [1]

Поэтому представляет интерес механическая работа, которую совершает машина при выполнении своих функций (включая затраты на внутреннее трение и т. д.). Но для этого необходима аппаратура, регистрирующая и суммирующая механическую работу, отражающую силовое воздействие эксплуатационных факторов на агрегаты и детали машины, а следовательно и на их ресурс.

Кроме этого представляют интерес и энергетические затраты водителя, характеризующие

напряженность его работы при выполнении перевозок различных грузов в различных дорожных условиях.

При управлении автомобилем, выполняющим механическую работу в сложных и разнообразных условиях эксплуатации, водитель выполняет физическую работу как оператор.

Энергетические затраты водителя зависят от эргономических свойств дорожно-транспортных машин и условий эксплуатации в которых происходит перевозочный процесс.

В качестве показателей эргономических свойств используют:

- физиологические;
- психологические;
- антропологические;
- гигиенические.

Энергетические ресурсы организма человека расходуются на поддержание своей физиологической активности и на производительную работу.

Физиологическая активность требует затрат энергии на кровообращение, дыхание, поддержание тела в необходимом положении, восприятие внешнего мира и т. д. На эти цели в среднем в час человек расходует 1 ккал на 1 кг массы тела. Таким образом, в сутки на поддержание физиологической активности человека массой 75 кг должен расходовать 1800 ккал. В процессе труда за смену расходуется дополнительная энергия.

В соответствии с ГОСТ введено разграничение работ по тяжести на основе общих энергозатрат организма в ккал/час (Вт). Согласно ГОСТ работы подразделяются на:

- легкие физические (категория 1)
- средней тяжести физические (категория 2)
- тяжелые физические (категория 3)

При этом легкие и средние физические работы разделены на группы «а» и «б». значения энергозатрат на указанные виды работ приведены в табл. 1.

Таблица 1

Классификация работ по тяжести энергозатрат организма человека

Категории физических работ		Энергозатраты			
		в час		в смену	
		ккал	Вт	ккал	Вт
Легкая	1а	До 120	До 139	До 960	До 1112
	1б	121-150	140-174	968-1200	1120-1392
Средней тяжести	2а	151-200	175-232	1208-1600	1400-1856
	2б	201-250	233-290	1608-2000	1864-2320
Тяжелая	3	Более 250	Более 290	Более 2000	Более 2320

Перегрузка водителя-оператора снижает производительность труда, повышает число ошибок и вероятность ДТП. При увеличении часовых энергозатрат человека со 100 до 500 ккал/ч примерно в 4 раза снижается его производительность и в 8 раз увеличивается относительное число ошибок в процессе труда [2].

В качестве физиологического показателя эргономических свойств машины можно использовать коэффициент напряженности управления K_{ny} :

$$K_{ny} = A_{\phi} / A_n, \quad (1)$$

где A_{ϕ} – действительная (фактическая) работа в смену; A_n – нормированная работа в смену.

С развитием систем управления в современных стандартах нормируются только усилия на органах управления, поэтому K_{ny} рекомендуется определять как

$$K_{ny} = \frac{\sum_{i=1}^m P_i}{\sum_{i=1}^m P_{in}}, \quad (2)$$

где P_i – усилие на i -том органе управления, определенное опытным путем, Н; P_{in} – нормативное значение усилия на i -том органе управления, Н; m – количество рычагов и педалей в кабине.

Значение коэффициента должно быть меньше единицы и стремиться к минимуму. Если машина имеет систему рулевого управления, то опытные и нормативные значения окружного усилия на рулевом колесе прибавляются к соответствующим значениям на рычагах и педалях.

Психологические показатели характеризуют соответствие рабочего места закрепленным и вновь формируемым навыкам человека, воз-

возможностям восприятия и переработки информации.

Антропометрические показатели отражают соответствие рабочего места размерам, форме и распределению массы тела человека. Экспериментальный анализ показывает, что уровень работоспособности водителя не менее чем на 15% зависит от расположения органов управления.

Гигиенические показатели характеризуют уровни шума, вибрации, освещенности, температуры, влажности, запыленности, токсичности и т.д., то есть вредные факторы, воздействующие на организм и здоровье человека-оператора.

Гигиенический показатель эргономических свойств можно определить коэффициентом гигиеничности

$$K_{гиг} = L_{ф} / L_{н}, \quad (3)$$

где $L_{ф}$ и $L_{н}$ – соответственно фактические и нормативные значения измерителей гигиенических параметров

Обобщенный показатель [2] эргономических свойств определяется как

$$K_{эп} = a_1 K_{нy} + a_2 K_{обз}^2 + a_3 K_{обз}^6 + a_4 K_{ком} + a_5 K_{гиг}, \quad (4)$$

где $a_1...a_5$ – коэффициент весомости соответствующих показателей, которые могут быть определены путем экспертной оценки; $K_{обз}^2$ – коэффициент горизонтальной обзорности с рабочего места водителя; $K_{обз}^6$ – коэффициент вертикальной обзорности с рабочего места водителя; $K_{ком}$ – коэффициент комфортности расположения органов управления; $K_{гиг}$ – коэффициент гигиеничности.

Однако все вышеуказанные показатели характеризуют воздействия на организм оператора с позиций утомляемости и снижения производительности труда от этого. Но эти же показатели можно использовать для оценки фактических энергозатрат оператора в процессе выполнения транспортной работы. Сложность заключается в отсутствии устройств способных фиксировать эти энергозатраты и суммировать их в течении рабочего дня, либо в использовании каких-то косвенных измерителей.

Так, в работах Н. А. Бухарина, Л. В. Гуревича нагруженность водителя оценивается с использованием силовых критериев в форме приводного усилия на педали, необходимого для создания максимального тормозного момента. Как показали исследования, более рациональным является оценка энергозатрат водителя по

работе, затрачиваемой на включение тормозов. Аналогичный подход по затратам энергии водителя использован для оценки эффективности тормозного привода и для оценки энергопреобразующих свойств тормозных систем [3].

Использование силовых критериев позволяет определить лишь возможность создания водителем требуемого тормозного момента на колесах автомобиля. В отмеченных работах отсутствуют рекомендации, позволяющие определить энергозатраты водителя на тормозное управление в течение всего процесса торможения.

Работу, совершаемую водителем в процессе торможения автомобиля, можно записать в виде суммы

$$A_{F_n} = A_1 + A_2, \quad (5)$$

где $A_1 = \int_{X_n} F_n dX_n$ – работа, затраченная на при-

ведение в действие тормозной системы при перемещении педали X_n ; $A_2 = F_n X_{nc}$ – работа, затраченная на удержание педали при торможении автомобиля с коэффициентом торможения z . Работа A_2 отражает затраты энергии водителя при неподвижной педали тормоза. С точки зрения механики, при отсутствии перемещения ноги, работа равна нулю. Однако мышцы ноги удерживают педаль тормоза с усилием F_n . Такая работа называется статической работой мышц. Однако фактически статическая работа мышц является динамической, поскольку при удержании педали неподвижной мышцы ноги постоянно сокращаются и расслабляются.

Таким образом, предложенная методика позволяет оценить физические энергозатраты водителя на тормозное управление автомобилем в течение всего процесса торможения, с учетом как динамического режима управления, так и статического.

Влияние дорожных условий на тяжесть работы водителя, определяется параметрами дороги, интенсивностью, плотностью и составом движения.

Энергозатраты водителя в процессе движения являются следствием усилий, прилагаемых последним к рулевому колесу, частоты переключения, воздействия ускорения, вибрации и колебаний. Кроме того, определенные затраты энергии имеют место в связи с эмоциональным напряжением в моменты изменения дорожной обстановки, при осуществлении различных маневров, появления опасности и т.п.

Тяжесть работы водителей находит отражение также в затратах энергии и изменениях ха-

рактик ЭКГ, КГР и других биохарактеристик человека. Последние, в свою очередь, определяются параметрами дорожной обстановки, в частности, ее плотностью (λ) и информационной емкостью.

При этом прием водителем информации, выработка управляющих действий и их осуществление в процессе того или иного маневра сопровождается определенной реакцией нервной системы и расходом некоторого количества энергии. Поэтому величина расхода энергии используется в качестве показателя, обобщающего все стороны информационного процесса, который протекает в системе «водитель-дорога».

Энергозатраты (Θ_3) водителя складываются из затрат энергии в связи с физическими усилиями (Θ_ϕ) и эмоциональным напряжением (Θ_n). При этом в различной дорожной обстановке энергозатраты могут быть больше от физических усилий, чем от Θ_n и наоборот.

Для определения энергозатрат водителя на отрезке дороги длиной 1 км в типовых условиях необходимо установить характер и число операций, выполняемых за время проезда указанного отрезка.

При этом могут быть использованы следующие зависимости.

Число обгонов, которые совершает автомобиль за время проезда 1 км дороги

$$n_0 = \frac{N_{np}^2 t_0}{V \cdot 3600} \cdot \ell \frac{N_{нов} \Theta_0}{3600}, \quad (6)$$

где N_{np} , N_h – соответственно интенсивности прямого и встречного направления; V – скорость движения, км/ч; V_0 – скорость свободного движения; t_0 – минимальный интервал между автомобилями в рассматриваемом потоке, $t_0=2,5-3,0$ сек.; Θ_0 – интервал во встречном потоке, достаточный для обгона (20-30 сек.).

Число разъездов, которое совершит один автомобиль за время проезда отрезка дороги, длиной 1 км (в случае $N=N_{np}=N_{нов}$) равно:

$$n_p = \frac{2N}{V}, \quad (7)$$

Таблица 2

Определение энергозатрат водителя при осуществлении операций движения

Операция	Обгон	Разъезд	Стабилизация
Энергозатраты, ккал/мин	0,87	0,84	0,84
Продолжительность операции, с	13,50	10,00	2,34

По результатам исследований проведенных в Воронежской государственной лесотехнической академии получены энергозатраты водителя при осуществлении таких операций движения, как обгон, разъезд и стабилизация приведенные в табл. 2

Однако, как показали исследования, на эмоциональное напряжение водителя и, как следствие, его энергозатраты, оказывает ширина проезжей части дороги и обочин. При этом величина эмоционального напряжения, в процессе указанных выше маневров, обуславливается степенью риска, который возрастает с уменьшением ширины проезжей части. С учетом этого были определены расчетные значения энергозатрат, вследствие изменения эмоционального напряжения в зависимости от характеристик проезжей части.

Энергозатраты водителя, связанные с торможением и переключением передач автомобиля были получены следующими. Двойной выжим сцепления требует усилия в $\rho = 0,45$ кг, переключение передачи – $\rho = 0,4$ кг. Энергозатраты водителя, связанные с управлением автомобилем при движении по кривой участка трассы дороги, определяются кривизной трассы q , радиусом кривой и скоростью движения.

$$q = \frac{K}{L}, \quad (8)$$

где K и L – соответственно, длина криволинейного и прямого участка трассы (из расчета на 1 км).

Анализ проведенных исследований показывает, что при выполнении транспортной работы автомобиль и водитель совершают механическую работу определяемую энергозатратами двигателя автомобиля и физиологией водителя. Поэтому для повышения точности оценки реальных фактических затрат на выполнение транспортной работы необходима разработка методики и аппаратуры позволяющей регистрировать энергозатраты автомобиля и водителя-оператора для использования нормирования на автомобильном транспорте.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Патент РФ №36518 Работомер. / Басков В.Н., Денисов А.С./ Опубликовано в БИ №7, 2004. – 5с.
2. Гриф М.И. Качество, эффективность и основы сертификации машин и услуг. М.: изд. Ассоциации строит. ВУЗов 2004. – 486с.
3. Подригало М.А. Оценка эффективности тормозных механизмов по работе, затраченной на их включение. / М.А.Подригало, В.А. Щербань// Автомобильный транспорт. –К.: Техника, 1992. –вып. 29. – с 88 – 93.

УДК 656.13.08

В. В. Зырянов

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ОСНОВНОЙ ДИАГРАММЫ
ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКА НА СЕТЕВОМ УРОВНЕ

Ростовский государственный строительный университет

(e-mail: tolbaga@mail.ru)

В статье рассматриваются возможности применения сетевой основной диаграммы транспортного потока для прогнозирования условий функционирования улично-дорожной сети в городах. Приведены параметры сетевой основной диаграммы транспортного потока. Представлены результаты моделирования на примере центральной части Ростова-на-Дону.

Ключевые слова: основная диаграмма транспортного потока, интенсивность, накопление, моделирование.

In this paper describes possibilities of the network fundamental diagram of traffic flow to predict the conditions of operation of the road network in urban areas. Shows the parameters of the network of the fundamental diagram of traffic flow. Presents the results of a simulation on the example of the central area of Rostov-on-Don.

Keywords: fundamental diagram of traffic flow, traffic flow, accumulation, simulation.

В последние годы возрастает актуальность исследований по оценке и прогнозированию условий движения на сетевом уровне, для городов или крупных районов города. Развитие этого направления сдерживалось отсутствием экспериментальных данных, поскольку необходимо достаточно полное покрытие сети транспортными детекторами или другими средствами измерений характеристик транспортных потоков. Поэтому трудно установить насколько полная полученная информация характеризует всю сеть. Однако с появлением современных программно-моделирующих комплексов и систем мониторинга дорожного движения ситуация создалась основа для развития использования макромоделей на сетевом уровне.

Очевидно, впервые макроскопическая основная диаграмма транспортного потока для улично-дорожной сети была предложена Д. Годфри, который исследовал зависимости между средней скоростью, плотностью, общим пробегом транспортного потока на улично-дорожной сети города [9]. Основные выводы, которые были получены в результате этих исследований, заключаются в том, что и на сетевом уровне сохраняются такие же соотношения между скоростью и плотностью, как и для макромоделей на участке сети и существует критическое значение плотности, при котором общий пробег автомобилей в сети является максимальным.

Затем в течение ряда лет в той или иной форме подобные исследования на сетевом уровне проводились при определении параметров двухкомпонентных моделей кинетической теории транспортного потока и оценке условий функционирования улично-дорожной сети [1, 2, 4]. Двухкомпонентные модели через описа-

ние транспортного потока состоящего из двух частей – движущейся и неподвижной позволяют прогнозировать параметры дорожного движения в городских условиях, а также на сетевом уровне. Следуя этой концепции разделения транспортного потока на движущуюся и неподвижную части можно предположить, что если плотность остановившихся автомобилей измеряется величиной k_s , то доля остановившихся автомобилей в потоке пропорциональна k_s

$$f_s = \frac{k_s}{k}, \quad (1)$$

где f_s - доля одновременно остановившихся автомобилей в транспортном потоке; k_s - плотность автомобилей, стоящих на регулируемых перекрестках и в заторах; k - плотность транспортного потока.

Как правило, все параметры, характеризующие время поездки, связаны с интегральными характеристиками транспортных потоков интенсивностью, плотностью и скоростью. Используя полученные из кинетической теории соотношения между плотностью, долей одновременно остановившихся автомобилей и удельными показателями времени поездки, беря за основу обобщенную модель Пайпса для зависимости между скоростью и плотностью можно получить следующие выражения для расчета характеристик транспортного потока

$$k = k_j \left[1 - \left(\frac{v}{v_f} \right)^{\frac{1}{n+1}} \right]^{\frac{1}{p}}, \quad (2)$$

$$q = k_j v \left[1 - \left(\frac{v}{v_f} \right)^{\frac{1}{n+1}} \right]^{\frac{1}{p}}, \quad (3)$$

где v_f - скорость свободного движения; n - коэффициент пропорциональности.

Небольшие значения коэффициента n (0,6-1) приводят к практически линейной зависимости между плотностью и скоростью транспортного потока. Увеличение этого коэффициента изменяет форму зависимости $v=f(k)$ приводя к более резкому снижению скорости при увеличении плотности транспортного потока. Параметр модели p позволяет прогнозировать состояние транспортного потока на участках улично-дорожной сети, имеющих различную пропускную способность. Возрастание значений параметра p соответствует увеличению расчетных значений пропускной способности и увеличению плотности, соответствующей пропускной способности [1].

При развитии методов моделирования и появлении фактических данных о дорожном движении на улично-дорожных сетях больших размеров начались исследования по применению макромоделей для таких объектов. В существующей в настоящее время трактовке макроскопическая основная диаграмма транспортного потока и ее параметры были сформированы в работах С. Даганзо и Н. Геролнимиса [5, 6, 7, 8]. Применяющееся в этих работах название «макроскопическая основная диаграмма» (macroscopic fundamental diagram – MFD) без упоминания сетевого уровня может вызвать отождествление с обычной основной диаграммой транспортного потока и макромоделями для этой диаграммы, поэтому целесообразно использовать термин «сетевая основная диаграмма».

Основными параметрами для построения сетевой основной диаграммы транспортного потока являются:

- производительность, авт*км/час – общий пробег всех автомобилей в сети за единицу времени. Этот параметр можно представить как сумму произведений интенсивности движения на каждом участке сети на длину этого участка. Можно также этот параметр рассчитывать для каждой полосы движения с учетом интенсивности по полосам

$$P = \sum_{i \in Z} q_i l_i, \quad (4)$$

где P – производительность улично-дорожной сети, авт*км/час; q_i – интенсивность движения на i -м участке сети; l_i – длина i -го участка сети;

- эффективность (коэффициент полезного действия), авт/ч – средняя интенсивность движения в сети. Этот параметр получается путем деления производительности на общую длину

сети (взвешенная средняя интенсивность движения), или просто усреднением всех значений интенсивности движения (невзвешенная средняя интенсивность движения)

$$E = \frac{\sum_{i \in Z} q_i l_i}{\sum_{i \in Z} l_i}, \quad (5)$$

где E – эффективность использования сети, авт/ч; q_i – накопление, авт – число автомобилей в сети. Этот параметр можно определить как произведение средней плотности (занятости) на протяженность сети

$$A = \sum_{i \in Z} k_i l_i, \quad (6)$$

A – параметр накопления автомобилей в сети, авт; k_i – плотность на i -м участке сети.

- сетевая плотность, авт/км – средняя плотность в сети. Сетевая плотность является отношением параметра накопления к общей длине сети (взвешенная средняя плотность) или средним значением плотности по всем измерениям (невзвешенная средняя плотность).

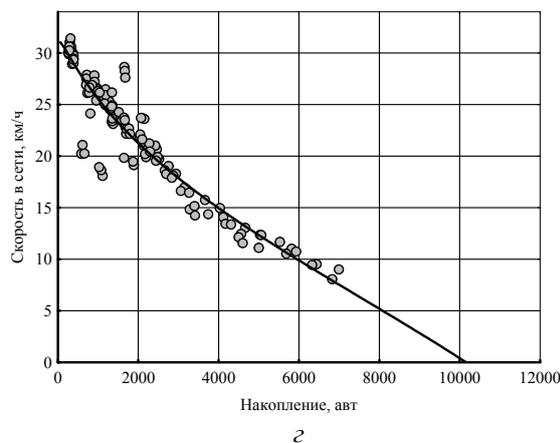
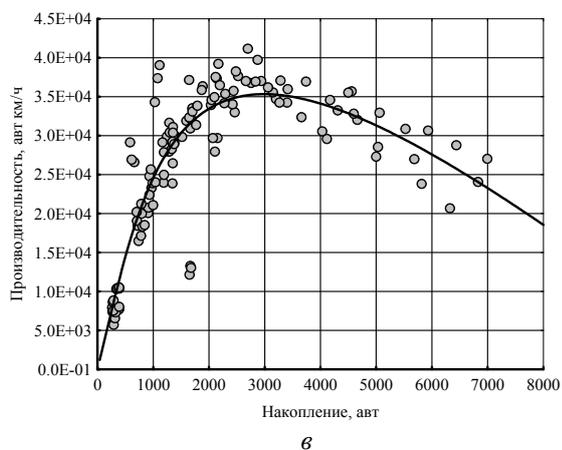
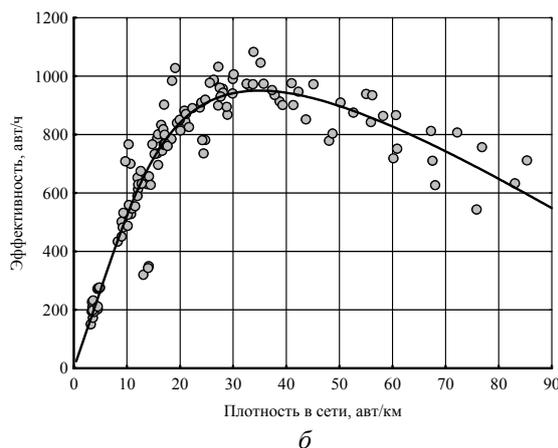
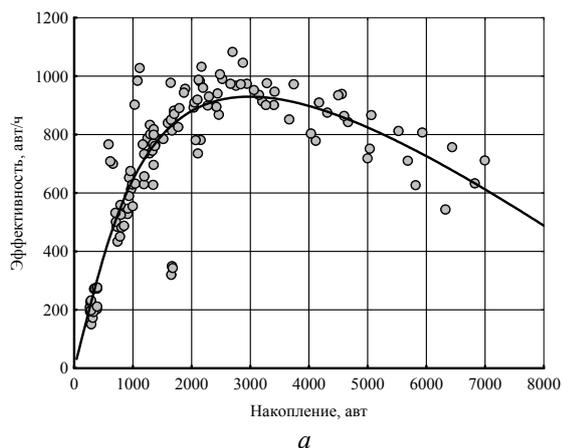
$$K = \frac{\sum_{i \in Z} k_i l_i}{\sum_{i \in Z} l_i} \quad (7)$$

Основное назначение сетевой диаграммы транспортного потока заключается в том, чтобы оценить условия движения в сети при различном уровне насыщения этой сети автомобилями. Обычно в графическом виде сетевая основная диаграмма транспортного потока выполняется в координатах "производительность – накопление", хотя могут быть другие варианты с использованием параметров эффективности и средней плотности. Для оценки сетевой основной диаграммы транспортного потока использовались данные моделирования на примере фрагмента сети центральной части Ростова-на-Дону. Общая длина улиц в этом участке сети составляет 39 км. В результате моделирования, прежде всего, получены зависимости между производительностью, накоплением, плотностью представленные на рисунке.

Для данного участка сети максимальный объем производительности достигается при уровне накопления около 2500 автомобилей, при этом 10% отклонение от максимального показателя наблюдается в диапазоне от 2000 до 3500 автомобилей. Характерно, что эти данные по форме зависимостей, особенно по скоростным режимам соответствуют параметрам сетевой основной диаграммы, полученной при мо-

делировании движения в центральной части Сан-Франциско [7]. В соответствии с этими данными на этой основной диаграмме можно выделить 4 области функционирования сети. Состояние А соответствует свободным и стабильным условиям при средней скорости сообщения не ниже 25 км/час, при состоянии В производительность достигает максимальных значений, но скорость падает до 17 км/час, при состоянии С происходит падение скорости до 7

км/час, что связано с появлением и развитием заторовых ситуаций. При состоянии D производительность падает фактически до нуля. Из этого состояния систему вывести очень сложно даже при существенном ограничении транспортного спроса. Это означает, что при управлении дорожным движением в городах необходимо ограничивать состояния с высоким уровнем накопления автомобилей в сети и применять соответствующие стратегии управления.



Зависимости между параметрами, характеризующими сетевую основную диаграмму транспортного потока

Необходимы дальнейшие исследования для определения условий существования устойчивой сетевой основной диаграммы транспортного потока, нахождения аналитических зависимостей для такой диаграммы и разработки рекомендаций по применению сетевой основной диаграммы транспортного потока при управлении дорожным движением.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Зырянов, В. В. Анализ параметров двухкомпонентных моделей кинетической теории транспортного потока / Известия Ростовского государственного строительного университета. Ростов-на-Дону, №3, 1998

2. Зырянов В.В., Кочерга В.В., Поздняков М.Н. Современные подходы к разработке комплексных схем организации дорожного движения/ Транспорт Российской Федерации. 2011. Т. 32. № 1. с. 54-59.
 3. Зырянов В.В., Кочерга В.Г. Применение моделирования для оценки проектов транспортной инфраструктуры. Сборник Научных Трудов ОАО "ГИПРОДОРНИИ". 2012. № 3. с. 7-12
 4. Ardekani, S., Herman, R. (1987), "Urban network-wide traffic variables and their relations", Transportation Science 21 (1), Pages 1–16.
 5. Daganzo, C.F. (2007), "Urban Gridlock: Macroscopic modeling and mitigation approaches", Transportation Research Part B 41 (1), Pages 49-62.
 6. Daganzo, C.F., Geroliminis, N. (2008), "An analytical approximation for the macroscopic fundamental diagram of urban traffic", Transportation Research Part B 42, Pages 771-781.

7. Geroliminis, N., Daganzo, C.F. (2008), "Existence of urban-scale macroscopic fundamental diagrams: Some experimental findings", *Transportation Research Part B* 42, Pages 759-770.

8. Geroliminis, N., Sun, J. (2011a), "Properties of a well-

defined macroscopic fundamental diagram for urban traffic", *Transportation Research Part B* 45, Pages 605-617.

9. Godfrey, J.W. (1969), "The mechanism of a road network", *Traffic Engineering and Control*, Volume 11, Pages 323-327

УДК 629.113

А. М. Иванов, С. С. Шадрин

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ МЕЖОБЪЕКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

(e-mail: shadrin@madi.ru)

В статье раскрывается актуальность создания систем межобъектного взаимодействия интеллектуальных транспортных средств, описывается структура передаваемых со стороны транспортного средства в динамическую сеть ИТС данных, приводится описание проведенных испытаний.

Ключевые слова: интеллектуальное транспортное средство, интеллектуальные транспортные системы, ИТС, взаимодействие интеллектуальных транспортных средств, шина передачи данных CAN, декодирование данных, технология V2V, V2I.

The article reveals the relevance of creating systems inter-objects interaction intelligent vehicles, describes the structure of the transmitted from the vehicle in a dynamic network of ITS data, provides a description of the tests.

Keywords: intelligent vehicle, intelligent transport systems, ITS, the interaction of intelligent vehicles, data bus CAN, data decoding, technology V2V, V2I.

Общемировая тенденция показывает, что современные автомобили и дорожная транспортная техника все в меньшей мере остаются одиночными транспортными средствами, все более интегрируясь в информационную транспортную среду [1]. В значительной степени меняется и потребительская идеология владельца ТС, в которой автомобиль призван выполнять все больше контрольных и автоматически управляющих функций, ориентированных на обеспечение безопасности водителя, пассажиров, груза и самого автомобиля.

Разработка систем межобъектного взаимодействия интеллектуальных транспортных средств (V2V, V2I) – одно из важных направлений развития автомобильной индустрии за рубежом [2]. Данным видом исследований занимаются консорциумы Car-2-Car, Drive C2X, Network-on-Wheels, департамент транспорта США, в которые соответственно входят практически все мировые автопроизводители, ведущие производители электроники и международные технические университеты.

Основными задачами интеллектуальных транспортных систем (ИТС) применительно к колесным машинам являются: обеспечение безопасности дорожного движения, повышение эффективности использования дорог, повышение эффективности использования транспортных средств, предоставление участникам дви-

жения телематических сервисов. В настоящее время многими исследовательскими центрами и коммерческими организациями во всем мире проводятся работы по созданию систем V2V (vehicle-to-vehicle) и V2I (vehicle-to-infrastructure), в том числе на основе технологий беспроводных динамических сетей DSRC на различных частотных диапазонах, с отработкой следующих самых распространенных сценариев:

- прием передатчиком, установленным в транспортном средстве (ТС), сигнала о режиме работы светофора и предоставление рекомендаций водителю о выборе скорости для движения в «зеленом коридоре»;

- автоматическая оплата проезда, парковки, заправки и т. д.;

- прием передатчиком, установленным в ТС, навигационных координат другого движущегося в потоке автомобиля с системой V2V;

- предупреждение водителя о сломавшемся по ходу движения автомобиле;

- предупреждение водителя об экстренном торможении впереди идущего автомобиля;

- предупреждение водителя, в условиях отсутствия прямого видимого контакта, о движущемся в потоке мотоцикле с установленной системой V2V;

- информирование водителя о количестве свободных парковочных мест, времени отправления поездов, самолетов, автобусов и предос-

тавление прочей информации от инфраструктурной части ИТС;

– предупреждение водителя о ДТП и дорожных затруднениях через системы V2V и V2I.

Однако стоит отметить, что в настоящее время единого понимания относительно состава и характеристик передаваемых данных, например, со стороны автомобиля в сеть ИТС, пока что не сформировано.

Мы считаем, что в рамках V2V и V2I коммуникаций от телематического модуля автомобиля в динамическую сеть ИТС должны передаваться следующие наборы данных:

1) географические данные положения автомобиля (долгота, широта, абсолютное время, курсовой угол, эллиптическая высота), полученные с применением бортовой гибридной системы навигации;

2) кинематические параметры движения (приведенная скорость автомобиля, продольное и боковое ускорения, приведенная угловая скорость вращения кузова автомобиля относительно вертикальной оси);

3) данные об управляющих воздействиях на автомобиль со стороны водителя (положение педали газа, нажатие на педаль тормоза, угол поворота рулевого колеса, режим работы указателей поворота, режим включения аварийной сигнализации);

4) параметры, характеризующие условия движения (значение температуры окружающей среды, режим работы системы головного освещения автомобиля, режим работы стеклоочистителей, индикатор срабатывания систем активной безопасности ABS, TC, ESP и других);

5) идентификаторы автомобиля (категория транспортного средства, масса, длина, ширина, высота, идентификационный номер).

Известно, что практически все перечисленные выше параметры (в зависимости от оснащения автомобиля) присутствуют в том или ином виде в бортовой сети передачи данных. Таким образом, становится очевидной целесообразность использования имеющейся сенсорной части автомобиля, вместо дооснащения телематического модуля датчиками, дублирующими штатные.

Практически все производимые в настоящее время транспортные средства категорий М и N оборудуются бортовыми шинами передачи данных, самая распространенная из которых – шина CAN. Для транспортных средств категорий N1, N2, N3, M3 и Т приме-

няется единый формат кодировок, передаваемых по шине CAN параметров, описанный в стандарте SAE J1939-71 [3]. Среди европейских производителей грузовой техники разработан унифицированный протокол передачи данных (стандарт FMS [4]) и устанавливается единый разъем для подключения цифровых тахографов, который также может использоваться и для работы телематического модуля транспортного средства. Ситуация с транспортными средствами категорий М1 и М2 обстоит иначе. Основная проблема при работе с CAN шиной современных легковых автомобилей и микроавтобусов (категории М1 и М2) заключается в том, что базы данных декодирования CAN сообщений у всех автопроизводителей индивидуальные и, более того, они отличаются даже для разных моделей автомобилей одного и того же автопроизводителя и относятся к строго охраняемой, конфиденциальной информации. Автопроизводители объясняют данное обстоятельство дополнительной степенью защиты рассматриваемых автомобилей от угонов. Тем не менее, в МАДИ разработана «методика декодирования данных, передаваемых по CAN-шинам транспортных и технологических машин», что делает задачу глубокой интеграции телематического модуля в бортовую электронику любого автомобиля вполне достижимой.

В рамках проведенного исследования была установлена возможность использования значений параметров движения автомобиля, получаемых в реальном времени с высокоскоростной шины CAN [5]. Были декодированы данные угла и скорости поворота рулевого колеса, угловой скорости вращения автомобиля относительно вертикальной оси, бокового ускорения, скорости вращения всех колес, оборотов ДВС, высоты датчиков положения пневматической системы подрессоривания и другие параметры с шины передачи данных CAN современного транспортного средства категории М1. На рис. 1 представлены графики кинематических параметров, записанных с шины передачи данных CAN с использованием декодера «NI-8473s» (National Instruments), автомобиля Land Rover Discovery 3 2009 года выпуска при выполнении движения по кругу. Программная реализация декодирования и обработки в реальном времени данных с шины CAN может быть легко выполнена в программных средах MatLab или LabView.

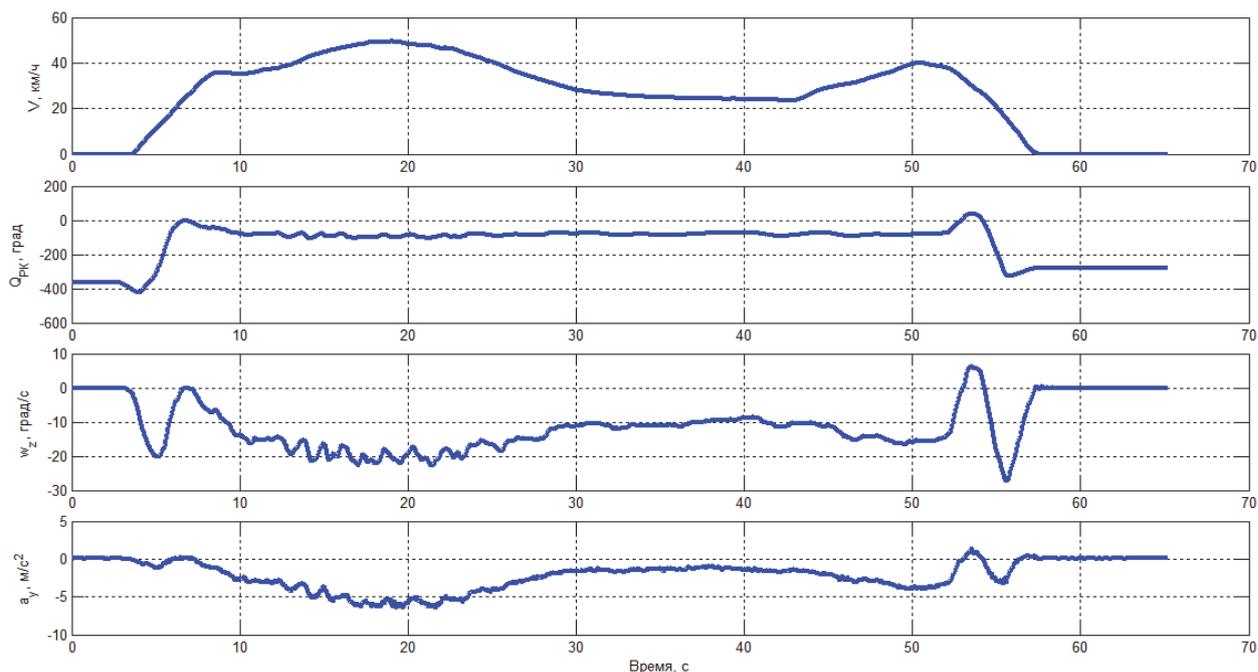


Рис. 1. Декодированные данные высокоскоростной шины CAN легкового автомобиля при выполнении кругового движения (скорость, угол поворота рулевого колеса, угловая скорость относительно вертикальной оси, боковое ускорение центра масс)

В целях организации обратной связи с водителем через штатные системы оповещения нами был проведен анализ запаса пропускной способности шин передачи данных CAN современных автотранспортных средств, так как предполагается возможность отправки телематическим модулем запросов в бортовую сеть. В исследовании участвовали автомобили Land Rover Discovery3 (скорость передачи данных высокоскоростной шины CAN 500 Кбит/с, среднескоростной шины CAN – 125 Кбит/с) и Ford Focus2 (скорость высокоскоростной шины CAN 500 Кбит/с, среднескоростной шины CAN – 125 Кбит/с). В дорожных условиях для первого автомобиля минимальный запас HS CAN составил 68,1%, а MS CAN – 72,2% от максимальной загрузки шин передачи данных. Для второго объекта испытаний минимальный запас высоко- и среднескоростной шины CAN составил 85,8% и 90,1% соответственно. Исследования показали, что максимальная дополнительная нагрузка на шины от телематического модуля является кратковременной и может варьироваться от 0,1% до 4% пропускной способности. Таким образом, была обоснована возможность установки, интегрированных в бортовую сеть передачи данных, телематических модулей ИТС практически на любые транспортные средства.

На автополигоне МАДИ были проведены

дорожные испытания интерактивной передачи данных между движущимся транспортным средством и объектом дорожной инфраструктуры по технологии межобъектного взаимодействия V2I с использованием динамических сетей DSRC на частоте 5,9 ГГц. Также на территории университета МАДИ были проведены статические замеры скорости передачи данных между двумя автомобилями в зависимости от расстояний, условий видимости и перекрытия визуального контакта сторонними объектами (рис. 2). Антенны в обоих автомобилях были установлены на уровне лобового стекла. Последний эксперимент (на используемом оборудовании) демонстрирует сомнительную возможность применения сетей DSRC в условиях мегаполиса и показывает: 1) крайнюю нестабильность скорости передачи данных из-за действия внешних источников излучения, а в действительности и устройств подавления сигналов; 2) небольшое расстояние передачи данных (в пределах 130 м при условии прямой видимости); 3) при отсутствии визуального контакта успех передачи зависит от свойств заграждающих объектов и их количества.

Планируется дальнейшее проведение испытаний, в том числе динамических испытаний с использованием технологии V2V и стандарта IEEE 802.11p, на частотах 5.9, 5.8, 2.4 ГГц.

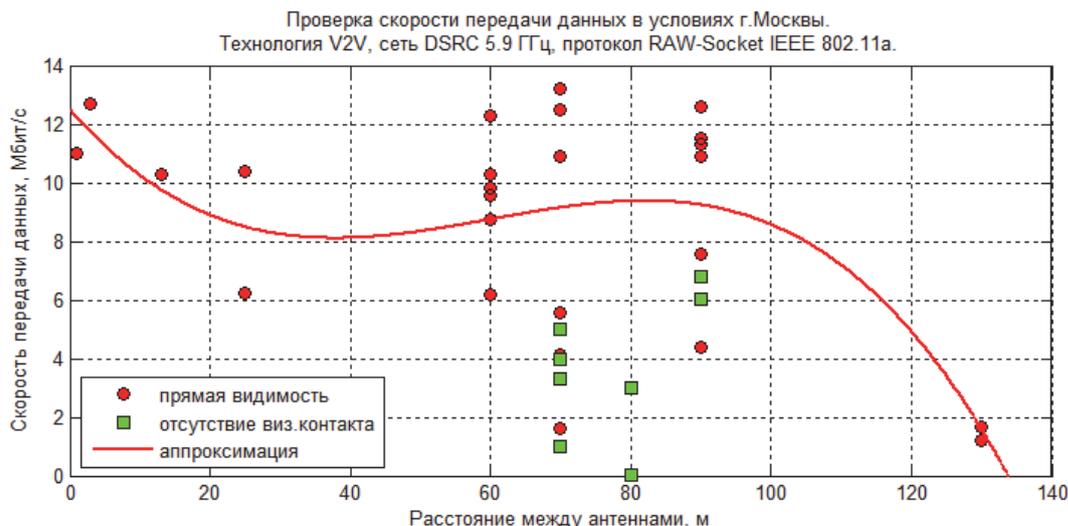


Рис. 2. Зависимость скорости передачи данных от расстояния между автомобилями

Полученные результаты подтверждают достижимость поставленных перед ИТС задач и перспективность развития данного направления, открывают возможность для проведения дальнейших исследований, а также дают основания для выполнения работ по стандартизации в сфере интеллектуальных транспортных систем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Жанказиев, С. В.* Научные основы и методология формирования интеллектуальных транспортных систем в автомобильно-дорожных комплексах городов и регионов. – Дисс. докт. техн. наук. – М., 2012. – 449 с.

2. *Иванов, А. М.* Перспективы развития интеллектуальных бортовых систем автотранспортных средств в Российской Федерации / А.М. Иванов, А.Н. Солнцев // Журнал автомобильных инженеров. – 2010. – Вып. 6(65). – С. 14-19.

3. SAE STANDARD J1939-71. SURFACE VEHICLE RECOMMENDED PRACTICE. VEHICLE APPLICATION LAYER. – 06/2006, 686 p.

4. FMS-Standard Working Group. FMS-Standard. Interface description. Vers. 02.00, 11.11.2010.

5. *Иванов, А. М.* Обоснование выбора ключевых технологий функционирования системы межобъектного взаимодействия интеллектуальных транспортных средств при движении по скоростным автомагистралям / А.М. Иванов, С.С. Шадрин // Вестник МАДИ. – 2013. – Вып. 1(32). – С. 7-13.

УДК 05.22.10

О. Ю. Криволапова

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ УЧАСТКОВ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТРАНСПОРТНОЙ НАГРУЗКИ НА СЕТИ

Ростовский государственный строительный университет

(e-mail: Olga-krivolapova@yandex.ru)

В данной статье рассматривается методология, применяемая для выявления конкурирующих и взаимозависимых участков транспортной сети. Это важно при повышении эффективности работы существующей транспортной сети, либо при прогнозировании перераспределения транспортных потоков после внедрения объекта совершенствования транспортной сети.

Ключевые слова: транспортная сеть, транспортные потоки, маршрут, равновесие спроса, коэффициент корреляции, конкурирующие участки транспортной сети.

This article consider the methodology for identifying competing and interdependent areas of the transport network. This is important for raising the effectiveness of the existing road network, or for the forecasting the redistribution of traffic flows after the implementation of the improving the transport network objects

Keywords: transportation network, transport route, the demand equilibrium, the coefficient of correlation, competing routes of the transport network.

Перевозки – важнейшая услуга транспортной отрасли производства. Как и продукт любой другой отрасли, перевозки оцениваются

соотношением цена-качество. Уровень качества такой услуги оценивается при помощи показателей безопасности, временных, стоимостных

затрат и других параметров. Влияние качества услуги на объем транспортных потоков – основополагающая характеристика транспортной отрасли, таким образом, между маршрутами возникает определенная конкуренция [1].

Предположим, что известно количество автомобилей, перемещающихся из одной транспортной зоны в другую. Так же предположим, что эти зоны соединены несколькими маршрутами. Все пользователи выберут наиболее короткий путь, что естественно вызовет повышение времени прохождения данного маршрута. Прогнозировать поведение пользователей крайне сложно, т.к. некоторые из них согласятся тратить больше времени на прохождение данного маршрута, другие внесут корректировки в свой привычный маршрут, а третьи откажутся от поездки.

Распределение транспортных потоков, выбор маршрута, соединяющего разные транспортные зоны, являются проблемой транспортного равновесия. Для этого необходимо анали-

зировать транспортную сеть в целом, а не отдельные ее проблемные участки. В качестве решения этой проблемы предполагается выявление закономерности, по которой водители выбирают тот или иной маршрут. Выбор кратчайшего пути не всегда означает минимальные затраты времени. Рассмотрим вариант планирования наиболее эффективной поездки. Представим фрагмент транспортной сети, который имеет 2 участка, соединенных альтернативными маршрутами. Пусть t_1 и t_2 время в пути на маршруте 1 и 2 соответственно, x_1 и x_2 – транспортный поток на этих маршрутах. Общий поток между этими пунктами обозначим буквой q , где:

$$q = x_1 + x_2 \quad (1)$$

Функции этих маршрутов $t_1(x_1)$ и $t_2(x_2)$ представлены на рис. 2. Для каждого маршрута функция времени в пути представлена как функция транспортных потоков на маршруте (рис. 1):

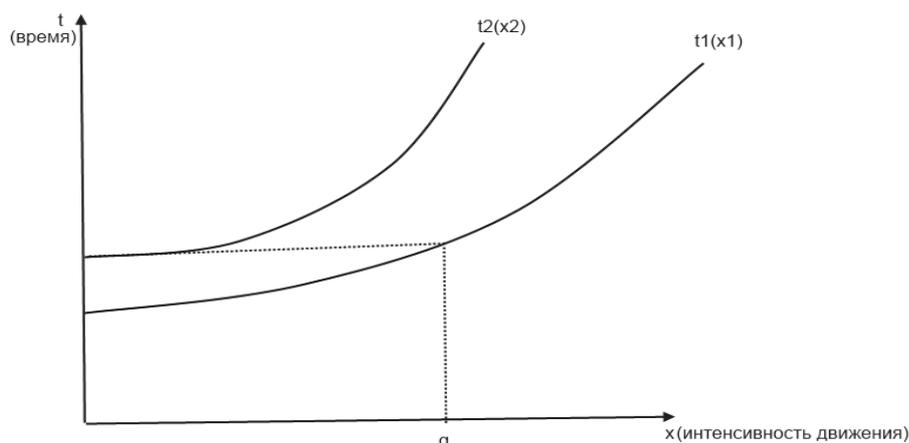


Рис. 1. «Функции времени и интенсивности движения двух разных маршрутов»

Предположим, что стоимость поездки между начальным - конечным пунктами невысокая. Для того чтобы сократить время поездки многие водители выберут маршрут 1. Как показано на рисунке, на этом маршруте скорость свободного потока гораздо выше, чем на маршруте 2. Спрос на этот маршрут будет расти до тех пор, пока скорость перемещения не сравняется со скоростью перемещения на втором маршруте ($q = q'$, где q' – транспортный поток снижающий время перемещения на маршруте 1 и уравнивающего его с маршрутом 2). До этого момента все пользователи транспортной сети предпочтут первый маршрут. Далее водителям придется делать выбор между маршрутами, та-

ким образом, они сами могут контролировать свое время в пути.

Проблему равновесия спроса между двумя маршрутами можно решить следующим образом: при анализе транспортных потоков необходимо убедиться, что в точке $q = q'$ оба маршрута имеют равные показатели скорости. Если известно время прохождения маршрута (в данном случае при $q = q'$), значит: $t=t_1=t_2$. Таким образом, потоки двух маршрутов могут быть представлены в виде следующей функции: $x_1=t_1^{-1}(t)$ и $x_2=t_2^{-1}(t)$. Проблема заключается в том, чтобы определить показатель t . Для этого необходимо построить кривую, в которой время прохождения пути будет рассмотрено при

помощи показателей транспортного потока между конечными точками маршрута. Данная

кривая может быть построена при помощи суммирования показателей маршрутов (рис.2).

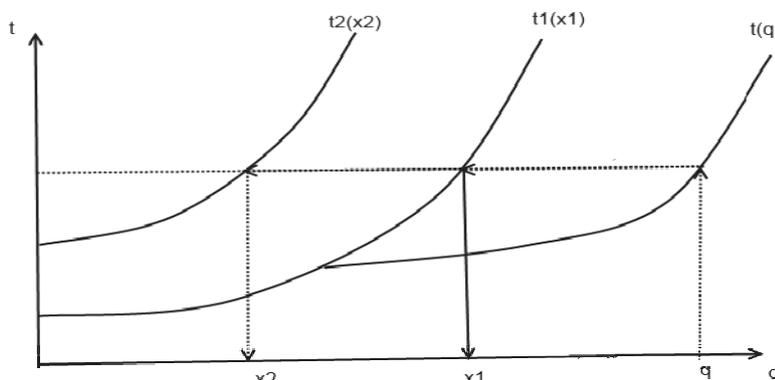


Рис. 2. «Кривая времени прохождения маршрутов»

На данном графике кривая $t(q)$ является функцией равновесия времени в пути между начальной и конечной точками от общего транспортного потока между ними. Общий транспортный поток – сумма потоков всех маршрутов между этими точками. После построения этой кривой время маршрута можно просчитать, подставив данные транспортного потока. Время в пути и транспортные потоки на маршруте могут быть изображены графически. На данном графике $q \leq q'$, это означает, что равновесное время в пути совпадает с временем поездки на маршруте 1. Время поездки на маршруте 2 будет значительно выше.

Определим конкурирующие маршруты, исходя из следующих параметров:

На входе:

- Транспортная сеть и ее характеристики (различные показатели маршрутов, времени поездки и т. д.);
- Матрицы корреспонденций;
- Маршруты, представляющие интерес (i);
- Показатели параметра N для характеристики маршрута i;
- Варианты изменения спроса.

На выходе:

- Показатели непосредственно конкурирующих маршрутов.

Данная методология строится на статистической взаимосвязи между показателями маршрутов (i) и другими маршрутами (k) и далее помогает наиболее точно рассчитать спрос на внедряемые объекты совершенствования транспортной сети и последующие изменения в ее работе.

Конкурирующие маршруты выявляются в 3 этапа. Рассмотрим их поподробнее.

На первом этапе составляются корреляционные таблицы. Сначала необходимо составить матрицы корреспонденций, из которых будет видно общее количество возможных маршрутов. Затем из этой матрицы выбираются маршруты, имеющие одинаковые временные и стоимостные затраты. Далее составляется вектор показателей L маршрутов транспортной сети:

$$V^* = [v_1^{(i)}, v_2^{(i)}, \dots, v_L^{(i)}]^T \quad (2)$$

Отметим, что: $V_l^j \geq 0$ ($l = 1, \dots, L$).

Получаем прямой положительный вектор потоков маршрута ($V^{+*(i)}$), который в дальнейшем применим для анализа наиболее важных отрезков транспортного потока. Отметим так же, что данный вектор $V^{+*(i)}$ включает в себя лишь те маршруты l, которые имеют показатель $v_l^{(i)} > 0$, которые обозначаются $v_l^{+*(i)}$.

Далее составляется матрица $V^{+*(i)} = \Delta^{(i)} \times h^j$, где $\Delta^{(i)}$ - матрица $n_{(i)} \times n_{(j)}$, где $n_{(j)}$ – количество маршрутов и h^j – вектор $n_{(j)} \times 1$ транспортных потоков. Затем строится матрица корреспонденций тех участков транспортной сети, которые показывают процентное соотношение спроса – B^j , $T = B^j \times h^j$, где T – вектор $p \times 1$, который показывает пары матриц корреспонденций и B^j – матрица $p \times n_{(j)}$.

Теперь определяется наиболее эффективный маршрут $h^{*(i)}$ при помощи алгоритма равновесия.

И в завершении первого этапа выявляется зависимость между возможностями одного маршрута (i) и показателями другого (k). И зависимость между возможностями маршрута i и наиболее эффективного участка транспортной сети q.

На основе полученных данных можно составить таблицу для более наглядного сравне-

$P^{(W)}$ Показатели маршрута 1	$P^{(W)}$ Показатели маршрута 2	...	$P^{(W)}$ Зависимость между маршрутом i и k	$P^{(W)}$ Зависимость между маршрутом i и q	...
---------------------------------	---------------------------------	-----	---	---	-----

Теперь переходим ко второму этапу, который заключается в анализе зависимостей различных маршрутов.

Для каждого участка транспортной сети q определяем возможные показатели спроса W .

Получим $\text{Max}_{w=1, \dots, W} [(P^{(W)} \text{ Зависимость между маршрутом } i \text{ и } q)]$ и $\text{Min}_{w=1, \dots, W} [(P^{(W)} \text{ Зависимость между маршрутом } i \text{ и } q)]$ - т.е. максимальную и минимальную степень зависимости показателей маршрута i от наиболее эффективного участка транспортной сети q .

Вычислим процентное соотношение между сценариями, где был найден показатель $P^{(W)}$ Зависимость между маршрутом i и q и который оказался а) неопределенным б) в интервале $[-1; -0,5]$ в) в интервале $(-0,5; 0,5)$ г) в интервале $[0,5; 1]$.

Вычислим корреляционный коэффициент Z для показателя зависимости между маршрутом i и q :

$$Z_{P^{(W)} \text{ Зависимость между маршрутом } i \text{ и } q} = \frac{\sum_{W=1}^W g_W * P^{(W)}}{W} \quad (3)$$

где $g_w = \begin{cases} 1 & \text{если } P^{(W)} \text{ определен для сценария } w \\ 0 & \text{во всех остальных случаях} \end{cases}$

Далее для каждого маршрута k , который есть в прогнозировании спроса W определяем следующие показатели:

- Максимальную и минимальную степень зависимости маршрута i от показателей маршрута k ;

- Вычисляем процентное соотношение между сценариями, где был найден показатель $P^{(W)}$ Зависимость между маршрутом i и k а) неопределенным б) в интервале $[-1; -0,5]$ в) в интервале $(-0,5; 0,5)$ г) в интервале $[0,5; 1]$;

- Определяем корреляционный коэффициент Z для зависимости показателей I от k :

$$Z_{P^{(W)} \text{ Зависимость между маршрутом } i \text{ и } k} = \frac{\sum_{W=1}^W y_W * P^{(W)}}{W} \quad (4)$$

ния. Она может выглядеть, например, так:

где $y_w = \begin{cases} 1 & \text{если } P^{(W)} \text{ определен для сценария } w \\ 0 & \text{во всех остальных случаях} \end{cases}$

И, наконец, на третьем этапе анализа, мы можем определить конкурирующие участки транспортной сети и маршруты. К конкурирующим относятся те маршруты/участки транспортной сети, которые принадлежат отрезку $-1 \leq P^{(W)} \leq -0,5$, т.е. имеют существенное негативное влияние на распределение транспортных потоков между ними.

Рассмотренная методология позволяет не только вывести качество перевозок на новый уровень, но и совершать максимально точные прогнозы последствий внедрения объектов улучшения работы транспортной сети.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. «Quantifying the Effects of Network Improvement Actions on the Value of New and Existing Toll Road Projects», Center for Transportation Research University of Texas at Austin 3208 Red River, Suite 200, Austin, TX 78705-2650, August 2009.
2. Зырянов В.В. Транспортное обеспечение логистических систем [Электронный ресурс] // «Наукоедение», 2012, №4. – Режим доступа: <http://naukovedenie.ru/PDF/22ergsu412.pdf> (доступ свободный) – Загл. с экрана. – Яз. Рус.
3. Интеллектуальные транспортные системы в дорожном движении/ В.Г. Кочерга, В.В. Зырянов, В.И. Коноплянко// Рост. гос. строит. ун-т, 2001.
4. В.В. Зырянов Е.Ю. Семчугова А.М. Скрынник «Применение информационных технологий при повышении мобильности и обеспечении транспортной безопасности» [Электронный ресурс] // «Инженерный вестник Дона», 2012, №4 (часть 1) – Режим доступа: <http://www.ivdon.ru/magazine/archive/n4p1y2012/1083> (доступ свободный) – Загл. с экрана. – Яз. рус.
5. Зырянов В.В., Кочерга В. Г., Поздняков М, Н. Современные подходы к разработке комплексных схем организации дорожного движения. Транспорт российской федерации, 2011. Т. 32. № 1. С. 54-59.
6. Barcelo J. and Casas J. Stochastic heuristic dynamic assignment based on AIMSUN microscopic traffic simulator. – 85th Transportation Research Board 2006 Annual Meeting, July 2005.
7. Microsimulator and Mesosimulator in Aimsun User's Manual, Draft Version – October 2008, Transport Simulation Systems, S.L., p. 303.

УДК 656.13

*А. А. Мирончук***ЗАРУБЕЖНЫЙ ОПЫТ ПРАКТИЧЕСКОЙ РЕАЛИЗАЦИИ
ПРИОРИТЕТНЫХ ПОЛОС ПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ****Ростовский государственный строительный университет**

(e-mail: alexexplicit@mail.ru)

В статье рассмотрены примеры практической реализации системы приоритетных полос прерывного действия в Мельбурне, Австралия и Лиссабоне, Португалия. Дана характеристика способов обеспечения приоритета. Рассмотрены параметры эффективности.

Ключевые слова: приоритетная полоса, интеллектуальная транспортная система, управляемые дорожные знаки, детекторы транспорта.

The article deals with examples of practical implementation of the intermittent lanes priority system in Melbourne, Australia and Lisbon, Portugal. It characterizes the ways of priority ensuring. The article analyzes the parameters of efficiency.

Keywords: bus lane priority, intelligent transportation system, variable message signs, transport detectors.

Развитие интеллектуальных транспортных систем (ИТС) открывает новые возможности в управлении дорожным движением. Приоритетная полоса прерывного действия (ПППД) является инновационным способом организации приоритетных условий для городского общественного транспорта.

Принцип действия ПППД состоит в том, чтобы с помощью информационных и коммуникационных технологий ИТС организовать совместное использование приоритетной полосы автобусами и индивидуальным транспортом в зависимости от занятости полосы автобусом. Это достигается применением средств определения местоположения, а также управляемых дорожных знаков и разметки. То есть в отсутствии автобусов все полосы участка ПППД доступны для движения без ограничений. Когда автобус приближается на расчетное расстояние, одна из полос меняет свой статус с «обычной» на «приоритетную». Индивидуальным транспортным средствам запрещено въезжать и перестраиваться на ПППД, когда она находится в активной фазе, таким образом, автобус, двигаясь по участку ПППД, всегда находится в приоритетных условиях. Сразу после прохождения автобуса приоритетная полоса снова становится общедоступной.

Концепция ПППД была предложена Ж. Вигасом в 1996 году, задолго до того, как технологии, которые могли бы сделать ее выполнимой были достигнуты [1]. В 2001 году Ж. Вигас разработал логику функционирования ПППД, определил технические и организационные требования для практической реализации [2]. К настоящему времени, две различные реализации этой концепции были внедрены в Мельбурне, Австралия и Лиссабоне, Португалия.

Первое применение концепции ПППД было реализовано в Мельбурне в 2001 году. Его главной особенностью было то, что это решение обеспечивало приоритетный режим для системы уличного трамвая, который перемещался вдоль 2,1 километровой участка улицы «Toorak Road». Данный участок имел 4 полосы движения с движением подвижного состава в смешанном потоке по внутренним полосам. Для мониторинга транспортных условий использовались петлевые индукционные детекторы, расположенные через каждые 100м. Детекторы были связаны с управляемыми дорожными знаками и катафотами. При приближении трамвая, включалась подсветка катафотов, и на управляемых дорожных знаках появлялось сообщение с просьбой водителей не использовать трамвайное полотно для движения. Поскольку поток, поворачивающий на право (левостороннее движение), являлся главной помехой для движения подвижного состава, система светофорного регулирования обеспечивала дополнительное время горения зеленого сигнала для очистки полосы, с которой выполнялся правый поворот. На некоторых пересечениях после активации ПППД вводился запрет на выполнение правого поворота. Общая стоимость реализации системы ПППД в Мельбурне составила 500 000 \$ [3]. Результаты показывают, что скорость сообщения подвижного состава повысилась утренний час-пик на 10% и днем на 1%. Также уменьшились отклонения от расписания движения.

Первая реализация концепции ПППД с использованием автобусов была выполнена в Лиссабоне. Демонстрационный проект выполнялся с января 2005г. до июня 2006 г. Система ПППД была осуществлена на участке улицы «Alameda da Universidade», протяженностью 600 м с двух-

полосной проезжей частью и односторонним движением. Интенсивность в час-пик составляла в среднем 1400 авт./ч. По участку ПППД проходило 4 маршрута, частота движения автобусов составляла от 12 до 16 ед./ч. Используя



комбинацию технических средств из знаков с изменяющейся информацией и катафотов с подсветкой, правая полоса выполняла функции приоритетного пропуска автобусов (изображена на рисунке).



Приоритетная полоса прерывного действия в Лиссабоне, Португалия

В течение всего периода работы системы ПППД выполнялось непрерывное усовершенствование и тестирование. После настройки системы было достигнуто увеличение скорости сообщения автобусов на участке в среднем на 20% в межпиковый период, при этом прирост в пиковый период достигал 50% [4].

Практическая реализация концепции была выполнена при относительно низкой стоимости. Для исполнения системы потребовалось 11 магнитно-индукционных петлевых детекторов, для мониторинга транспортных условий и 3 дополнительных детектора, для обнаружения автобусов. Со стороны технических средств организации дорожного движения потребовались панели управляемых знаков в начале каждого перегона и множество катафотов расположенных на расстоянии 3м друг от друга. Для соединения детекторов и технических средств организации дорожного движения использовался дополнительный контроллер, установленный в аппаратной коробке одного из светофоров.

В течении первых 6 недель практического эксперимента, система ПППД активировалась всякий раз когда автобус обнаруживался на входе на участок. В этот период система была неэффективна, потому что она работала без учета транспортных условий (и это приводило

к ненужным активациям), это было неэффективно, поскольку не рассматривалась информация о местоположении автобуса в процессе приближения к участку ПППД, и тем самым не решалась задача точного момента активации. Особенно это усугублялось в случае заторовых ситуаций, когда времени после активации было недостаточно для того чтобы все транспортные средства смогли покинуть полосу ПППД.

В течение следующих 8 недель работа системы ПППД стала более производительной, поскольку активация начала выполняться с учетом транспортных условий на участке. Но поскольку информация о приближающемся автобусе не была доступна при большом удалении автобуса от участка ПППД, система была все еще не эффективна в периоды высокой загрузки УДС. В последние 10 недель тестирования в работу системы была добавлена возможность получения информации от автобуса, который находился на большом удалении. После этого система ПППД стала работать эффективно при любой транспортной нагрузке.

Каждая из рассмотренных практических реализаций показывает отсутствие единых технических условий и требований по внедрению данного вида приоритета, также не определены точные границы его применимости.

Кроме результатов практических примеров есть данные об эффективности системы ПППД полученные на основе имитационного моделирования и теоретических расчетов. В России задача использования ПППД не рассматривалась, что делает ее особенно актуальной. Использование системы ПППД может повысить устойчивость сети городского пассажирского транспорта, повысить пропускную способность (если сравнивать с обычной приоритетной полосой), снизить загрузку улично-дорожной сети и тем самым уменьшить выбросы загрязняющих веществ. Система ПППД способствует социальной устойчивости, позволяя городам улучшить функциональность общественного транспорта через организацию дорожного дви-

жения с незначительными затратами на инфраструктуру.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Viegas, J.* Turn of the century, survival of the compact city, revival of public transport // *Bottlenecks in Transportation and the Port Industry.* (H. Meersman, Ed). Antwerp, Belgium, 1996. - P.55–63.
2. *Viegas, J., Lu, B.* Widening the Scope for Bus Priority with Intermittent Bus Lanes // *Transportation Planning and Technology*, 2001. - vol. 24. - P.87-110.
3. *Currie, G., Lai, H.* Intermittent and Dynamic Transit Lanes: Melbourne, Australia, Experience // *Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board*, 2008. – P.49-56.
4. *Viegas, J., Roque, R., Lu, B., Vieira, J.* The Intermittent Bus Lane System: Lisbon Demonstration Project. The International Association of Public Transport (UITP), PTI May/June 2007 <http://www.uitp.org/mos/PTI/2007/03/09-en.pdf>

УДК 656.13.08

А. А. Порохня, Д. И. Голуб

ВЗАИМОСВЯЗЬ УРОВНЯ ЗАГРУЗКИ ДОРОГИ ДВИЖЕНИЕМ, ОСНОВНОЙ ДИАГРАММЫ ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКА И КОЭФФИЦИЕНТА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МОЩНОСТИ ДОРОГИ

Северо-Кавказский федеральный университет

(e-mail: pulwer@yandex.ru, golub.stavropol@yandex.ru)

Представлены аналитические зависимости уровня загрузки дороги движением и коэффициента использования мощности дороги. Приведены результаты экспериментального исследования по определению мощности транспортного потока.

Ключевые слова: транспортный поток, работа автомобиля, мощность транспортного потока, мощность дороги.

Analytical dependences of the level of loading of the road traffic and capacity factor of the road. Results of experimental researches by definition of capacity of the transport stream.

Keywords: traffic flow, work car, the power of traffic flow, road capacity.

Результатом любого транспортного процесса является перемещение определенной массы в пространстве (работа). В свою очередь, показателем эффективности транспортного процесса можно считать быстроту перемещения массы (мощность).

Применительно к участку автомобильной дороги (или маршрута в целом) длиной L_D задача оценки эффективности сводится к определению перемещения массы транспортного потока в единицу времени (мощность транспортного потока):

$$N_{ТП} = \frac{\sum_{j=1}^{L_D q} A_j}{t_D} = \frac{V_{ТП} \sum_{j=1}^{L_D q} A_j}{L_D}, \quad (1)$$

где q – плотность транспортного потока, авт/м; L_D , t_D – соответственно, длина участка, м

и среднее время его проезда, с; $V_{ТП}$ – скорость транспортного потока, м/с; A_j – работа, совершаемая j -ым автомобилем при проезде участка, длиной L_D :

$$A = A_{П} + A_{В} = \sum_{i=1}^n (P_{\Sigma} + M_a \cdot a_i) l_i, \quad (2)$$

где $A_{П}, A_{В}$ – соответственно, полезная и вынужденная работа автомобиля, Дж; P_{Σ} – сумма сил сопротивления движению, Н; $M_a \cdot a_i$ – сила инерции, Н; l_i – элементарный участок (шаг дифференцирования используемого навигационного оборудования), м.

Если предположить, что на участке L_D в любой момент времени находится $L_D \cdot q$ автомобилей, то формула (1) примет вид:

$$N_{ТП} = \frac{\sum_{j=1}^{L_D q} A_j}{t_D} = \frac{A_{cp} \cdot L_D \cdot q}{t_D} = A_{cp} \cdot q \cdot V_{ТП}, \quad (3)$$

Взаимосвязь интенсивности, скорости и плотности потока на одной полосе дороги графически может быть изображена в виде основной диаграммы транспортного потока (рис. 1),

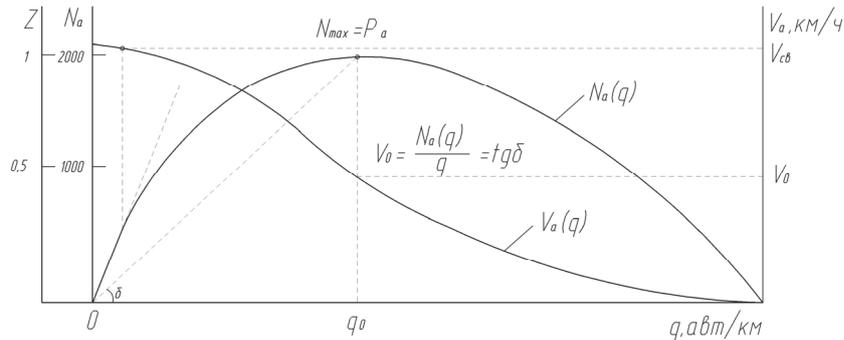


Рис. 1. Основная диаграмма транспортного потока

Левая часть кривой N_a отражает устойчивое состояние потока, при котором по мере увеличения плотности транспортный поток проходит фазы свободного, затем частично связанного и, наконец, связанного движения, достигая точки максимально возможной интенсивности, т. е. пропускной способности:

$$N_{\max} = P_a. \quad (5)$$

Отношение текущего значения интенсивности движения N_a к пропускной способности характеризует степень загрузки дороги движением [1,2]:

$$Z = \frac{N_a}{P_a}, \quad (6)$$

Учитывая, зависимость плотности, скорости и интенсивность транспортного потока (4), мощность транспортного потока определится:

$$N_{ТП} = A_{cp} \cdot q \cdot V_{ТП} = A_{ЛА} \cdot N_{np}, \quad (7)$$

где $A_{ЛА}$ – работа, выполненная легковым автомобилем, Дж; N_{np} – приведенная интенсивность движения, пр. авт/ч.

Коэффициент использования мощности дороги есть отношение мощности транспортного потока $N_{ТП}$ к максимально возможной – мощности магистрали ($N_D = N_{ТП \max}$):

$$k_N = \frac{N_{ТП}}{N_D}, \quad (8)$$

отражающей зависимость [1]:

$$N_a = q \cdot V_{ТП}. \quad (4)$$

Основная диаграмма показывает изменение состояния однопольного транспортного потока преимущественно легковых автомобилей в зависимости от увеличения его интенсивности и плотности.

Подставляя значение мощности (7) в выражение (8), получим:

$$k_N = \frac{A_{ЛА} \cdot N_{np}}{A_{ЛА}^D \cdot N_{\max}}, \quad (9)$$

где $A_{ЛА}^D$ – работа, выполненная легковым автомобилем в состоянии потока $N_{ТП \max}$, Дж.

Учитывая, что отношение N_{np}/N_{\max} есть степень загрузки дороги движением Z , а в значениях работы $A_{ЛА}$ и $A_{ЛА}^D$ кроме ускорений, остальные значения являются постоянными, то выражение (9) примет вид:

$$k_N = Z \frac{a_{ТП}}{a_D}, \quad (10)$$

где $a_{ТП}$, a_D – соответственно, средние значения ускорений в текущем режиме и в режиме $N_{ТП \max}$, м/с^2 .

В момент, когда транспортный поток переходит в состояние $N_{ТП \max}$, ускорения $a_{ТП} = a_D$, следовательно:

$$k_N = Z \quad (11)$$

Т. е. при насыщении потока до уровня пропускной способности, мощность транспортного потока достигает значения мощности магистрали, однако характер кривых данных функций будет различен на величину отношения ускорений потока. Пределы изменения параметров Z и k_N одинаковы: от 0 до 1.

Преимуществом коэффициента использования мощности дороги k_N является относительно низкая сложность измерения, если доказать коррелируемость между единичным автомобилем (или выборкой) и мощностью транспортного потока.

Очевидно, что режим движения одиночного транспортного средства находится в определенной зависимости от мощности всего потока автомобилей. Данный тезис подтверждают результаты проведенного эксперимента (рис. 2–4).

Для экспериментального исследования был определен участок автомобильной дороги в пределах населенного пункта, на котором в течение суток интенсивность движения достигает значения пропускной способности, приводя

транспортный поток к неустойчивому (пульсирующему) состоянию. Условия проведения эксперимента:

- Время: утренний «час-пик»;
- Состав транспортного потока – преимущественно легковые автомобили;
- Количество полос – по одной в каждом направлении шириной 3,8 – 4,2 м;
- Состояние покрытия – сухой асфальтобетон;
- Технические средства регулирования движения: светофорные объекты и пешеходные переходы отсутствуют, обгон разрешен.
- Запись пространственно-временной характеристики осуществлялась с помощью устройства глобального позиционирования с шагом 1 секунда.

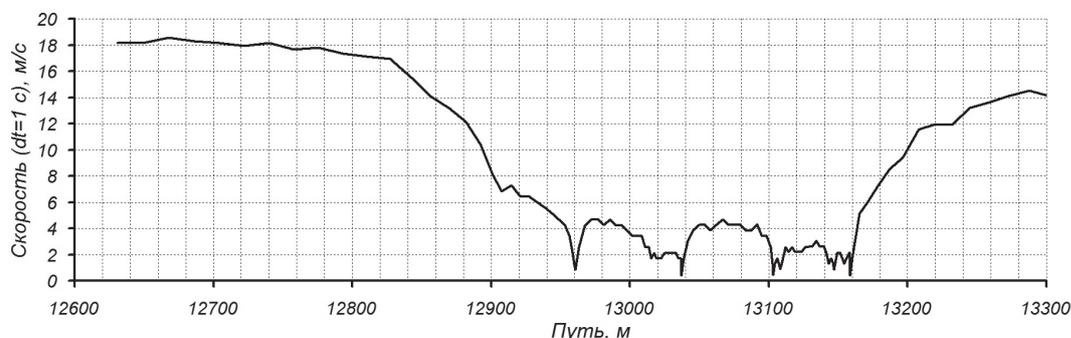


Рис. 2. График скорости проезда участка с шагом дифференцирования $dt = 1$ с

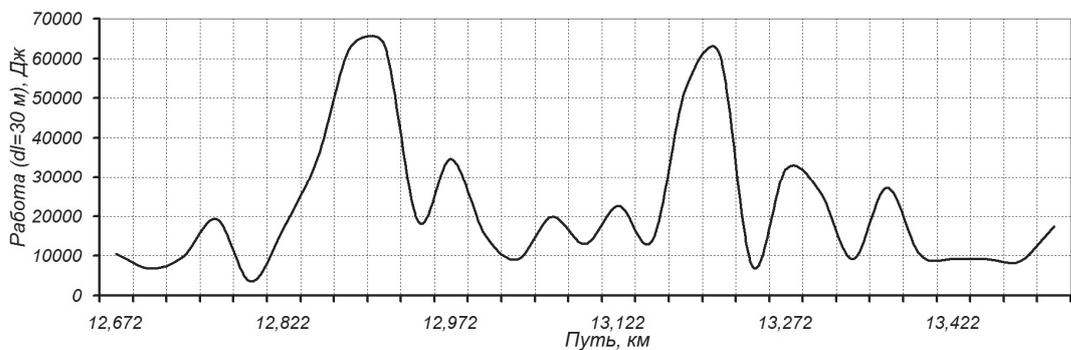


Рис. 3. График работы, выполняемой одним автомобилем с шагом дифференцирования $dl = 30$ м

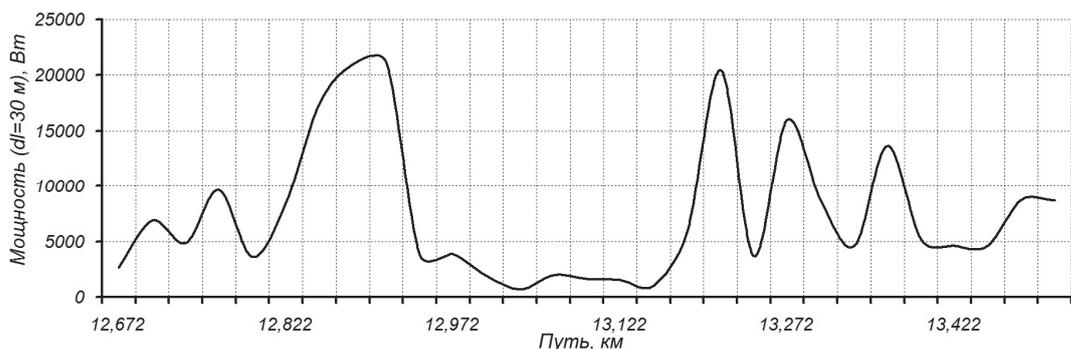


Рис. 4. График быстроты выполнения работы (мощности) одним автомобилем с шагом дифференцирования $dl = 30$ м

Данные графики наглядно демонстрируют, что одиночный автомобиль в транспортном потоке (или выборка) может характеризовать его состояние и определять запас мощности магистрали. Кроме того, полученные выражения (9) и (10) позволяют утверждать, что при состоянии транспортного потока $N_{ТП\max}$, мощность дороги N_D и ее пропускная способность P_a имеют экстремум при одинаковом значении плотности транспортного потока, а уровень

загрузки дороги движением Z соответствует коэффициенту использования мощности дороги k_N .

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Клинковштейн Г. И., Афанасьев М. Б. Организация дорожного движения: Учебник для вузов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 2001 – 247 с.
2. Бабков В. Ф. Автомобильные дороги: учебник для вузов / В. Ф. Бабков. – М.: Транспорт, 1983. – 280 с.

УДК 656.132.072

А. А. Раюшкина, А. В. Крашенинников

КАЧЕСТВО УСЛУГ ГОРОДСКОГО ПАССАЖИРСКОГО ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА – КАК КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ ЕГО КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ

Волгоградский государственный технический университет;

(e-mail: ap@vstu.ru)

Предложена методика определения уровня качества услуг городского пассажирского общественного транспорта с целью удовлетворения потребностей пассажиров в перевозках и повышения его конкурентоспособности.

Ключевые слова: городской пассажирский общественный транспорт, качество, услуги, маркетинговые исследования, показатель качества.

The technique of definition of a level of quality of services of city passenger public transport for the purpose of satisfaction of needs of passengers in transportations and increases of its competitiveness is offered.

Keywords: city passenger public transport, quality, services, market researches, quality indicator.

В рыночных условиях детальное знание потребностей пассажиров городского пассажирского общественного транспорта является важным, но недостаточным условием для достижения успеха в деятельности, так как на рынке присутствуют конкуренты (частные перевозчики), которые могут существенно ухудшать показатели работы государственных и муниципальных автотранспортных предприятий за счет своих конкурентных преимуществ. При этом понятие конкурентоспособности услуги тесно связано с понятием качества, т.е. конкурентоспособность транспортных услуг – это их способность отвечать качественным требованиям рынка в данный момент времени и превосходить по потребительским свойствам подобные услуги конкурентов. В конкурентной борьбе выигрывают те, кто расширяет спектр предоставляемых услуг и улучшает сервисное обслуживание потребителей транспортных услуг.

Именно поэтому в настоящее время все большее значение начинают приобретать вопросы повышения уровня транспортного обслуживания пассажиров, которые в рыночных условиях хозяйствования тесно связаны с про-

блемой сервиса и качества предоставляемых услуг. Для компании, осуществляющей перевозку пассажиров, обязательства являются обусловленными, т.е. оговоренными потребностями, это значит, что пассажир ожидает, что перевозчик сократит время сообщения, снизит плату за проезд, расширит маршрутную сеть и так далее, т.е. повысит качество предоставляемых услуг.

Для оценки реальной ситуации, связанной с качеством транспортного обслуживания населения всеми видами городского пассажирского общественного транспорта г. Волгограда сотрудниками кафедры «Автомобильные перевозки» ВолгГТУ было проведено анкетирование пассажиров методом квотной выборки [1]. Объем выборки для данного исследования составил 522 человека (при заданном уровне ошибки 5 %).

Анкета позволила проанализировать ряд неформализуемых критериев качества (всего рассматривалось 28 показателей), которые были проранжированы согласно ГОСТ Р 52113-2003: комфортность, доступность, своевременность, безопасность, экономичность, информа-

тивность, надежность и др., и сгруппированных по пяти признакам. Вопросы анкеты предполагали произвести оценку важности показателя для пассажиров, т.е. уровень, начиная с которого качество может быть принято удовлетворительным и оценку реализации показателя, которая показывает фактическое значения уровня качества для пассажиров.

Комплексный показатель качества внутри группы был определен по методу профилей:

$$P_i = \frac{\left(\frac{Y_1}{2} + Y_2 + Y_3 + \dots + Y_{n_i-1} + \frac{Y_n}{2}\right)}{n_i - 1} \quad (1)$$

где P_i – комплексный показатель качества i -ой группы показателей; n_i – число показателей в i -ой группе; Y_1, Y_2, Y_n – расчетные величины показателей, которые рассчитываются по формуле:

$$Y_i = \frac{\Pi_i}{\Pi_{i_{\max}}} \quad (2)$$

где $\Pi_{i_{\max}}$ – максимальные значения i -го показателя (рекомендуется принять 10 баллов); Π_i – значение i -го показателя для оцениваемой услуги.

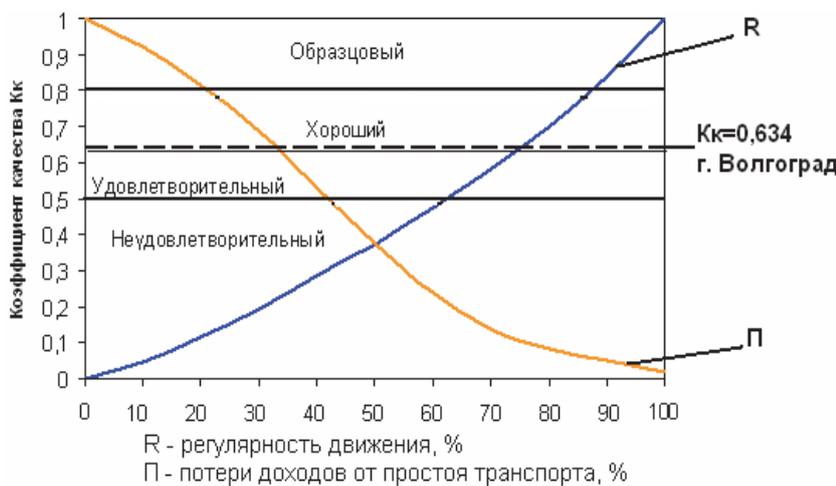
Интегральный коэффициент качества K_k будет определяться:

$$K_k = \sum_{i=1}^n P_i \cdot X_i, \quad (3)$$

где P_i – комплексный показатель качества i -й группы; X_i – коэффициент весомости i -ой группы показателей качества.

Для расчета коэффициентов весомости был использован метод анализа иерархий.

Полученные значения интегрального коэффициента качества ($K_k=0,634$) были сопоставлены с его нормативными значениями. Это позволило заключить, что качество транспортного обслуживания населения городским пассажирским общественным транспортом г. Волгограда находится практически на границе хорошего ($K_k > 0,63$) и удовлетворительного ($K_k < 0,63$) уровней обслуживания (см. рисунок). Причем большинство жителей города оценили такие параметры, как надежность, доступность и информативность на хорошем уровне обслуживания ($K_k > 0,63$), а комфортабельность и безопасность, как соответствующие удовлетворительному уровню обслуживания ($K_k < 0,63$) [2, 3].



Зависимость интегрального коэффициента качества от регулярности движения и потерь доходов от простоя транспорта

Оценив уровень качества транспортного обслуживания населения г. Волгограда, следует предложить ряд мероприятий, направленных на совершенствование системы пассажирских перевозок, например:

- проводить постоянный мониторинг пассажиропотоков и транспортных потоков на основных магистралях города.
- разработать и оптимизировать схему еди-

ной маршрутной сети городского пассажирского общественного транспорта

- определить наиболее рациональные виды городского транспорта на основных городских магистралях и предоставить приоритет городскому электрическому транспорту, как наиболее экологически безопасному, обладающему большой провозной возможностью, обеспечивающему надежные и регулярные перевозки пассажиров.

– сделать сопоставление количества официально зарегистрированных маршрутов маршрутных такси и количества подвижного состава на них с фактическим количеством на линии.

Очевидно, что без учета мнений пассажиров невозможно создать гибкую и динамичную систему общественного транспорта, отвечающую всем требованиям современного горожанина, предъявляемых к различным видам городского пассажирского общественного транспорта. Регулярный анализ этих требований, позволит разработать алгоритм определения целевых групп пассажиров для конкретного вида транспорта, обслуживая которые потребности населения будут удовлетворяться максимально полно и качественно с минимальными затратами.

Таким образом, предприятиям транспорта независимо от форм собственности, чтобы успешно работать на транспортном рынке, необходимо обеспечить высокий уровень показателей качества транспортного обслуживания, эффективность транспортного производства и надлежащую конкурентоспособность транспортных услуг. Кроме того, вполне закономер-

но, что управление качеством транспортных услуг нельзя свести лишь к измерению их уровня, но измерение качества – первый шаг в трудном процессе обеспечения конкурентоспособности транспортной услуги на рынке и ее контроля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Требования, предъявляемые пассажирами к городскому общественному транспорту / А.А. Раюшкина, С.А. Ширяев, Е.С. Шипилов, А.В. Дмитриев // Проблемы автомобильно-дорожного комплекса России: матер. V междунар. науч.-техн. конф., Пенза, 21-23 мая 2008 г. / ГОУ ВПО "Пензенский гос. ун-т архит. и стр-ва" [и др.]. - Пенза, 2008. – Ч. 1. – С. 294-297.
2. Дмитриев, А.В. Оценка качества транспортных услуг, предоставляемых городским пассажирским транспортом / А.В. Дмитриев, А.А. Раюшкина, С.А. Ширяев // Прогресс транспортных средств и систем – 2009: матер. междунар. н.-пр. конф., Волгоград, 13-15 окт. 2009 г.: в 2 ч. Ч. 2 / ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2009. – С. 157–158.
3. Повышение эффективности и качества доставки пассажиров в городских условиях / А.В. Дмитриев, В.А. Гудков, А.А. Раюшкина, Е.С. Шипилов, С.А. Ширяев // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 3: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 113–116.

УДК 656.132.072

Н. М. Сиволобов, С. А. Ширяев, А. А. Раюшкина

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА ПОИСКА РАЦИОНАЛЬНОГО МАРШРУТА ПЕРЕВОЗОК ШКОЛЬНИКОВ К МЕСТАМ ОБУЧЕНИЯ В СЕЛЬСКОЙ МЕСТНОСТИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: sh-sa@vstu.ru, nikita1314@yandex.ru)

Предложен алгоритм выбора рационального маршрута в системе школьных перевозок, учитывающего параметры безопасности, надежности, регулярности и экономичности.

Ключевые слова: школьный автобус, школьные перевозки, школьные маршруты безопасность, надежность, регулярность, экономичность.

In article is offered the algorithm of a choice of a rational route in system of the school children transportation, considering parameters of safety, reliability, regularity and profitability.

Keywords: school bus, school children transportation, school routes, safety, reliability, regularity, profitability.

Демографическая ситуация в Российской Федерации серьезным образом влияет на систему обучения школьников в сельской местности [1]. Из-за малого числа обучающихся детей в ряде сельских населенных пунктов закрываются школы, а школьники этих сел прикрепляются к школам с более высоким количеством учащихся, что ведет к необходимости доставки этих детей к местам обучения. Одной из задач, которая стоит перед организатором этих перевозок (как правило, директором школы) – это разработка наиболее рационального маршрута, обеспечивающего своевременную доставку де-

тей к местам обучения, учитывающего географические, климатические, социальные условия конкретного района, а также требования к безопасности, надежности, регулярности, экономичности и качеству перевозок [2, 3, 4].

Задачу поиска рационального маршрута перевозок школьников в сельской местности, известную как маршрутизация перевозок, можно решить путем расчета и сравнения всех возможных вариантов этих маршрутов. К сожалению, директора школ этим инструментарием не владеют и обычно отдают это на откуп водителям школьных автобусов. Кроме того, несмотря

на большое количество существующих подходов к маршрутизации различных видов перевозок, алгоритмы маршрутизации школьных перевозок, учитывающие их социальную значимость и другие особенности до сих пор не разработаны. Для решения этой задачи авторы предлагают алгоритм выбора рационального маршрута в системе школьных перевозок, учитывающего параметры безопасности, надежности, регулярности и экономичности.

Простейшая модель поиска рационального

маршрута перевозок школьников в сельской местности может быть представлена в виде «черного ящика» (рис. 1). Исходными данными для этого поиска являются: название районов и населенных пунктов, где проживают школьники и расположены их места обучения, расстояния между всеми населенными пунктами, количество школьников, используемый подвижной состав и его технические характеристики, протяженность дорог с указанием их категории и количества опасных участков и др.

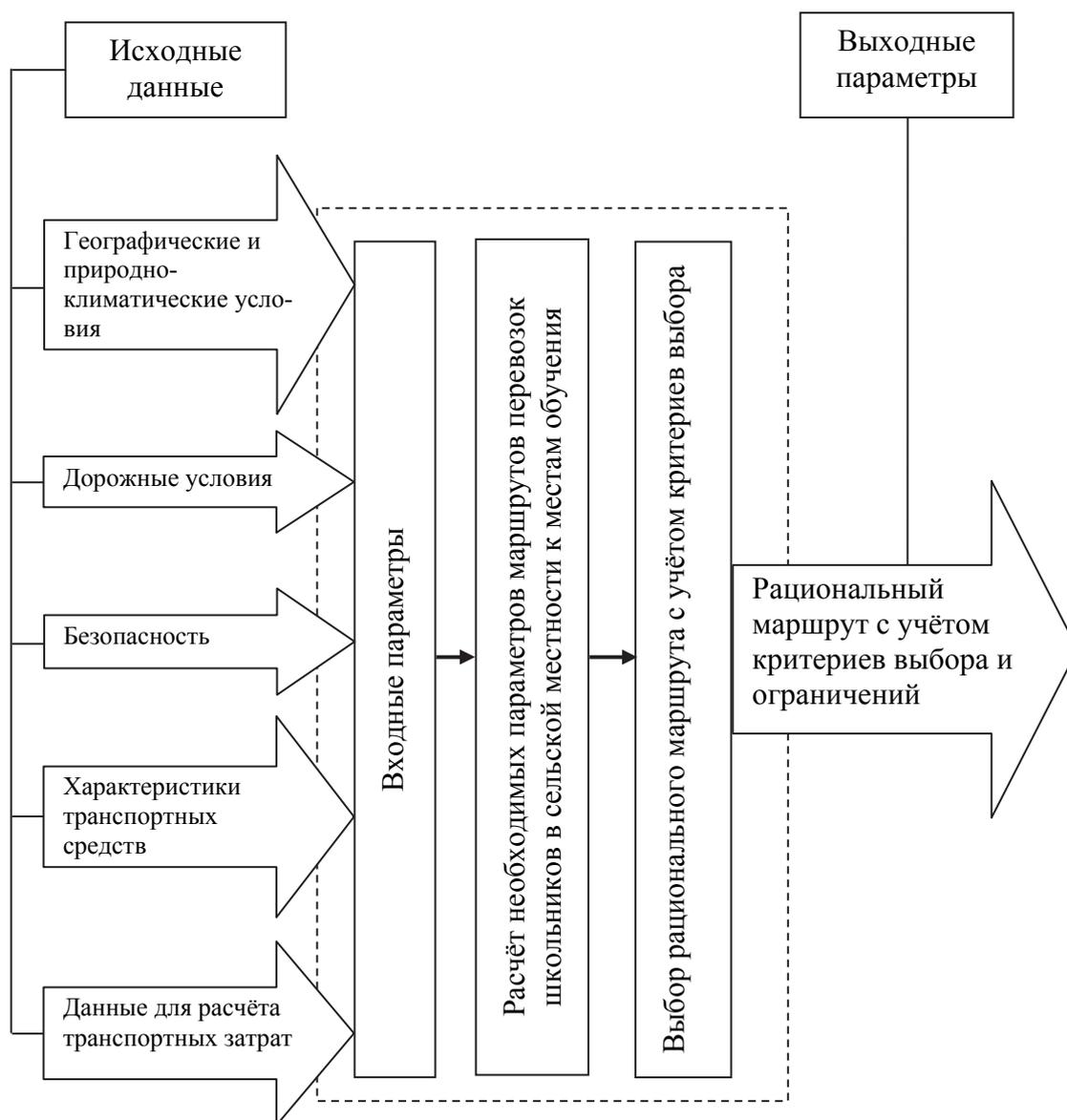


Рис. 1 Модель поиска рационального маршрута системы школьных перевозок

Процессы, происходящие внутри «черного ящика», в первом приближении, могут быть представлены в виде алгоритма показанного на рис. 2.

В качестве критериев выбора рационального маршрута могут быть использованы как единичные и комплексные показатели, например: минимальное расстояние и время в пути;

социальные условия конкретного района; коэффициенты безопасности, надежности, регулярности, экономичности и качества перевозок, так и интегральные, позволяющие с экономи-

ческой точки зрения (с учетом себестоимости) определить оптимальную совокупность вышеуказанных критериев или различные их комбинации.



Рис. 2. Алгоритм выбора рационального маршрута перевозок школьников в сельской местности

В связи с большим объемом необходимых расчетов встает вопрос о создании программного обеспечения способного помочь в решении поставленной задачи выбора рационального маршрута в системе школьных перевозок. Для этих целей авторы предлагают использовать разработанный ими алгоритм, представленный на рис. 2., который позволяет уже на стадии проектирования процесса перевозки школьников до мест обучения, сформулировать основные условия организации эффективного функционирования системы школьных перевозок в сельской местности и возможные направления повышения ее эффективности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Демография [Электронный ресурс]. – [2013]. – Режим доступа: http://www.gks.ru/bgd/free/B12_00/IssWWW.exe/Stg/dk07/8-0.htm

2. Сиволобов, Н.М. Проблемы и направления развития перевозок школьников в сельской местности / Н.М. Сиволобов, С.А. Ширяев, В.А. Гудков, А.А. Раюшкина // Сборник научных трудов Sworld. Материалы международной научно-практической конференции «Современные проблемы и пути их решения в науке, транспорте, производстве и образовании'2012» Вып. 4. Том 1 : сб. науч. тр. / сост. С.В. Куприенко. - Одесса, 2012. – ЦИТ: 412-0754 – С. 99-104.

3. Sivolobov N.M., Shiryayev S.A., Gudkov V.A., Rayushkina A.A., Issues and prospective development of school children transportation in rural areas," in Modern scientific research and their practical application, edited by Alexandr G. Shibaev, Alexandra D. Markova. Vol. J11308 (Kupriyenko SV, Odessa, 2013) – URL: <http://www.sworld.com.ua/e-journal/J11308.pdf> – J11308-246

4. Сиволобов, Н.М. Безопасность перевозок школьников - задача государственная / Н.М. Сиволобов, С.А. Ширяев, В.А. Гудков // Технология, организация и управление автомобильными перевозками : сб. науч. тр. № 2 / Сибир. гос. автомоб.-дорожная академия (СибАДИ). - Омск, 2009. - С. 105-107.

УДК 621.7/8

*Д. А. Стрижевский, А. А. Сухов, А. В. Кочетков **

ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНЫЕ ПРОИСШЕСТВИЯ С СОПУТСТВУЮЩИМИ ДОРОЖНЫМИ УСЛОВИЯМИ НА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГАХ ОБЩЕГО ПОЛЬЗОВАНИЯ ФЕДЕРАЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЯ

Саратовский государственный технический университет имени Ю. А. Гагарина

*Пермский национальный исследовательский политехнический университет

(e-mail: strida@rosdornii.ru, soni.81@mail.ru)

Проведены формирование, наполнение и анализ базы данных по безопасности дорожного движения на автомобильных дорогах общего пользования федерального значения.

Ключевые слова: автомобильная дорога, база данных, безопасность, дорожное движение, диагностика.

Formation, filling and the database analysis on safety of traffic on public highways of federal value are carried out.

Keywords: highway, database, safety, traffic, diagnostics.

Безопасность дорожного движения на автомобильных дорогах общего пользования федерального значения оценивается через основные показатели аварийности на автомобильных дорогах общего пользования федерального значения [1-4].

В 2012 году в России в дорожно-транспортных происшествиях (ДТП) погибли 28 тысяч человек. За 12 месяцев произошло 203 597 ДТП с пострадавшими (увеличение на 1,9%), в которых 27 953 человека погибли (увеличение на 0,1%) и 258 618 получили ранения (увеличение на 2,7%). Каждая четвертая авария сопровождалась неудовлетворительным состоянием дорог и улиц. На дорогах в ненормативном состоянии произошло 42 772 ДТП (увеличение на 1,1%), в которых 6950 человек погибли (увеличение на 1,8%) и 54 468 получили ранения (увеличение

на 2,3%). С участием водителей в состоянии опьянения в 2012 году произошло 12843 ДТП, в которых погибло столько же людей, сколько и годом ранее – 2103 человека. Ранения получили 18 679 человек (увеличение на 4,4%).

28 518 ДТП произошло по вине пешеходов (снижение на 8,6%). В этих ДТП 4998 человек погибли (снижение на 8,8%) и 24896 получили ранения (снижение на 8,1%). В каждом десятом ДТП пострадал несовершеннолетний – произошло 20879 аварии (увеличение на 3,1%). 940 детей и подростков погибли (снижение на 0,4%), 22016 получили ранения (увеличение на 3,6%) [1].

В настоящей статье приводится пример использования информации автоматизированного банка дорожных данных АБДД «ДОРОГА» при анализе информации о безопасности до-

рожного движения с учетом дорожных условий на сети федеральных автомобильных дорог при сравнении 2009 и 2010 г.г.

В 2010 г. на автомобильных дорогах федерального значения сотрудниками ГИБДД было зарегистрировано 2697 ДТП-ДУ. На участках дорог вне населенных пунктов произошло 76,5 % ДТП-ДУ, соответственно в их пределах 23,5 % ДТП-ДУ. В качестве условий, сопутствующих совершению ДТП-ДУ на автомобильных дорогах федерального значения, сотрудниками ГИБДД наиболее часто регистрировались следующие транспортно-эксплуатационные показатели и характеристики автомобильных дорог [2]: низкие сцепные качества покрытия -

29,5 %; несоответствие параметров дороги ее категории - 14,5 %; недостаточное освещение - 13,3 %; плохая различимость горизонтальной разметки - 7,6 %; неровное покрытие - 7,2 %; отсутствие горизонтальной разметки - 5,7 %; обочин занижена по отношению к проезжей части - 5,3 %; дефекты покрытия - 4,3 %; неудовлетворительное состояние обочин - 4,1 %; неисправное освещение - 2,8 %; отсутствие ограждений в необходимых местах - 2,5 %.

Сведения о дорожно-транспортных происшествиях с сопутствующими дорожными условиями приведены в табл. 1. Сведения о количестве ДТП-ДУ различных видов и тяжести их последствий - в табл. 2.

Таблица 1

Дорожно-транспортные происшествия с сопутствующими дорожными условиями

Дорожные условия, сопутствующие совершению ДТП	Количество ДТП-ДУ* по условиям, сопутствующим их возникновению в 2010 г.		Количество ДТП-ДУ* по условиям, сопутствующим их возникновению в 2009 г.	
	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ
1 - неровное покрытие;	194	7,2	124	5,6
2 - дефекты покрытия;	116	4,3	73	3,3
3 - низкие сцепные качества покрытия;	796	29,5	702	31,7
4 - неудовлетворительное состояние обочины;	111	4,1	122	5,5
5 - обочина занижена по отношению к проезжей части;	143	5,3	91	4,1
6 - несоответствие габарита моста ширине проезжей части	1	0,05	2	0,08
7 - плохая видимость светофора;	1	0,05	1	0,04
8 - неисправность светофора	15	0,57	8	0,38
9 - отсутствие горизонтальной разметки	155	5,73	173	7,8
10 - отсутствие вертикальной разметки	2	0,1	4	0,17
11 - деревья (опоры) на обочине	1	0,05	4	0,17
12 - наличие наружной рекламы	40	1,5	10	0,47
13 - отсутствие тротуаров (пешеходных дорожек)	54	2,0	28	1,27
14 - отсутствие ограждений в необходимых местах	67	2,5	62	2,8
15 - недостаточное освещение	359	13,3	295	13,3
16 - неисправное освещение	76	2,8	51	2,3
17 - сужение проезжей части (снег и пр.)	51	1,9	40	1,8
18 - наличие снежных валов, ограничивающих видимость либо сужающих проезжую часть	22	0,81	5	0,21
19 - отсутствие ограждений, сигнализации в местах работ	17	0,62	7	0,30
20 - плохая видимость дорожных знаков	4	0,14	6	0,25
21 - отсутствие дорожных знаков	22	0,81	27	1,23
22 - неправильное применение дорожных знаков	6	0,24	6	0,25
23 - плохая различимость горизонтальной дорожной разметки	205	7,6	144	6,5
24 - ограниченная видимость	17	0,62	21	0,93

Окончание табл. 1

Дорожные условия, сопутствующие совершению ДТП	Количество ДТП-ДУ* по условиям, сопутствующим их возникновению в 2010 г.		Количество ДТП-ДУ* по условиям, сопутствующим их возникновению в 2009 г.	
	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ
25 - отсутствие переходно-скоростных полос	28	1,05	17	0,76
26 - несоответствие параметров дороги ее категории	391	14,5	346	15,6
27 - несоответствие ж/д переезда предъявляемым требованиям	0	0,0	1	0,04
28 - неисправность перездной сигнализации	0	0,0	0,0	0,0
29 - отсутствие направляющих устройств и световозвращающих элементов на них	4	0,14	8	0,34

Примечание. Сумма превышает общее число ДТП-ДУ, поскольку в отдельных происшествиях регистрируется одновременно несколько условий сопутствующих их возникновению (не более 3-х условий).

Таблица 2

Сведения о количестве ДТП-ДУ различных видов и тяжести их последствий

№ пп	Виды дорожно-транспортных происшествий с сопутствующими дорожными условиями	Количество ДТП-ДУ данного вида		Сведения о пострадавших в ДТП-ДУ данного вида				
		Всего, шт.	В % от общего числа ДТП-ДУ	Ранено		Погибло		Показатель тяжести последствий ДТП-ДУ
				Всего, чел.	В % от общего числа раненых в ДТП-ДУ	Всего, чел.	В % от общего числа погибших в ДТП-ДУ	
1.	Опрокидывание	769	28,5	1355	34,4	261	29,7	16,1
2.	Столкновение	1030	38,2	1729	43,9	292	33,3	14,5
3.	Наезд на пешехода	391	14,5	343	8,7	147	16,7	29,7
4.	Наезд на стоящее транспортное средство	116	4,3	161	4,1	35	4,0	17,5
5.	Наезд на препятствие	307	11,4	244	6,2	124	14,1	33,2
6.	Наезд на велосипедиста	27	1,0	28	0,70	8	0,9	21,9
7.	Наезд на гужевой транспорт	0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
8.	Падение пассажира	0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9.	Иные виды ДТП	57	2,1	79	2,0	11	1,2	11,6

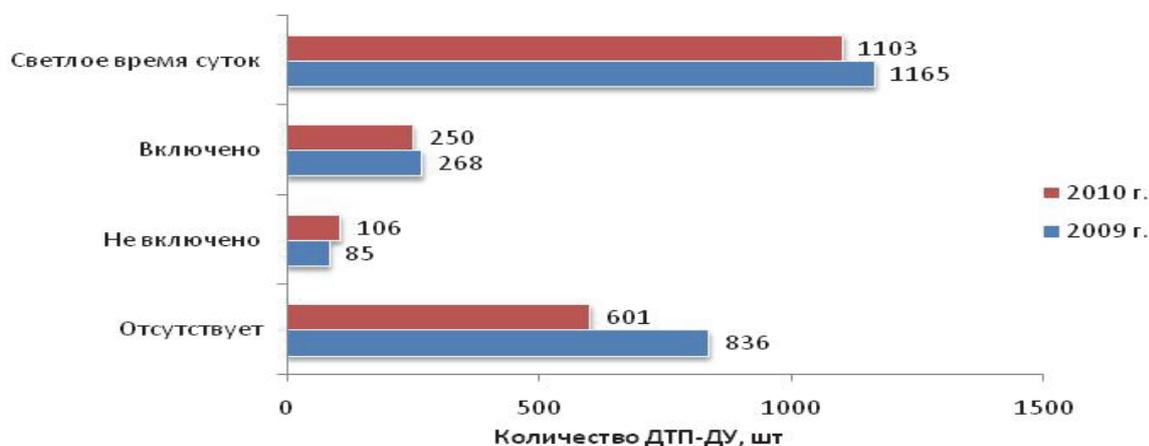


Рис. 1 Сведения об освещении в местах совершения ДТП-ДУ

К преобладающим видам ДТП-ДУ на автомобильных дорогах федерального значения относятся: столкновения – 38,2 % (от общего числа ДТП-ДУ) и опрокидывания – 28,5 %. В ДТП этих видов погибло 63,0 % человек и получили ранения 78,3 % человек (от общего числа соответственно погибших и раненых в ДТП-ДУ). Сведения об освещении в местах совершения ДТП-ДУ приведены на рис. 1 [2].

В 2010 г. наблюдалось снижение числа

ДТП-ДУ в местах отсутствия стационарного освещения (- 28,1% к 2009 г.), что является следствием мер по устройству освещения, реализуемых Федеральным дорожным агентством в рамках Федеральной целевой программы «Повышение безопасности дорожного движения на 2006-2012 годы».

Сведения о состоянии проезжей части в местах совершения ДТП-ДУ приведены на рис. 2. [2].

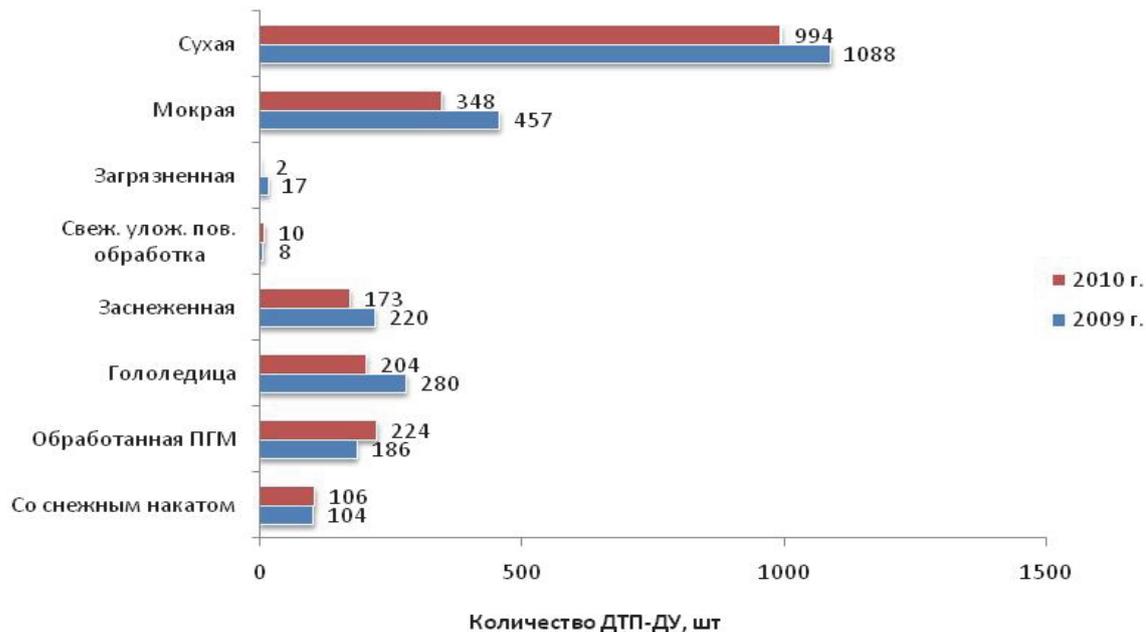


Рис. 2. Сведения о состоянии проезжей части в местах совершения ДТП-ДУ

На автомобильных дорогах федерального значения в 2010 г. выявлено 2904 участка концентрации ДТП: очень опасных- 247 шт., соответственно опасных – 810 шт. и малоопасных – 1847 шт. Доля малоопасных участков концентрации ДТП составляет – 63,6% от их общего числа на федеральной сети дорог, соответственно опасных – 27,9 %, очень опасных – 8,5 %.

В сравнении с 2009г. общее количество участков концентрации ДТП снизилось на 2,9 %, при этом число очень опасных участков увеличилось на 17,1 %, соответственно опасных на 5,9 %, число малоопасных участков снизилось на 8,4 %.

Доля ДТП на участках их концентрации составляет 26,5 % (от общего числа ДТП на сети автомобильных дорог), доля погибших- 35,5 % (от общего числа погибших на сети дорог), соответственно раненых – 41,7 % (от общего числа раненых на сети дорог).

Протяженность участков концентрации ДТП составляет 6,3 % от общей автомобильных до-

рог федерального значения, что позволяет их рассматривать в качестве приоритетных объектов дорожной сети с точки зрения проведения на них работ по ремонту, реконструкции и мероприятий по организации и безопасности дорожного движения в рамках содержания дорог.

Доля участков концентрации ДТП расположенных в пределах населенных пунктов составляет - 23,4 % от их общего числа на сети дорог.

На участках концентрации ДТП в 2010 г. было совершено 929ДТП-ДУ (44,4 % от их общего числа на сети дорог, табл. 3).

Анализ распределения числа ДТП-ДУ на участках концентрации ДТП по основным транспортно-эксплуатационным характеристикам показывает, что основными показателями эксплуатационного состояния автомобильных дорог, сопутствующими их совершению, являлись: низкие сцепные качества покрытия – 25,5 %, несоответствие параметров дороги ее категории – 17,5 %, недостаточное освещение -

14,6 %, плохая различимость горизонтальной дорожной разметки - 7,5 %, отсутствие горизонтальной разметки – 6,8 %, неровное покрытие – 5,2 %, дефекты покрытия 4,8 % и неудовлетвори-

тельное состояние обочин - 4,5 % (табл. 4). Сведения об участках концентрации ДТП на автомобильных дорогах федерального значения различных категорий приведены в табл. 5 [2].

Таблица 3

Сведения об участках концентрации ДТП на сети автомобильных дорог федерального значения за 2008-2010 гг.

Годы	Количество участков концентрации ДТП			Протяженность участков концентрации ДТП		Количество ДТП на участках их концентрации		Количество погибших на участках концентрации ДТП		Количество раненых на участках концентрации ДТП		Количество ДТП-ДУ на участках концентрации ДТП		
	Всего, шт.	в т. ч. по степени опасности												
		Малоопасных	Опасных	Очень опасных	Всего, км.	Доля, % от общей протяженности сети дорог	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП на сети дорог	Всего, чел.	Доля, % от общего числа погибших	Всего, чел.	Доля, % от общего числа раненых	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ на сети дорог
2010	2904	1847	810	247	3036,8	6,3	6031	26,5	1642	25,2	8296	25,7	831	30,8
2009	2992	2016	765	211	3160,3	6,1	6688	30,9	1656	25,4	8496	27,8	656	29,6
2008	3471	2314	944	213	3660,1	7,6	7526	32,5	2089	29,4	9968	32,0	1050	35,3
2010 г. к 2009 г. (%%)	-2,9	-8,4	5,9	17,1	-3,9		-9,8		-0,8		-2,4		26,7	
2009 г. к 2008 г. (%%)	-7,7	-6,6	-13,6	5,6	-13,7		-11,1		-20,7		-14,5		-37,5	

Таблица 4

Сведения о ДТП с сопутствующими дорожными условиями на участках их концентрации

Дорожные условия, сопутствующие совершению ДТП	Количество ДТП-ДУ* по условиям, сопутствующим их возникновению в 2010 г.		Количество ДТП-ДУ* по условиям, сопутствующим их возникновению в 2009 г.	
	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ
1 - неровное покрытие	43	5,2	30	4,6
2 - дефекты покрытия	40	4,8	17	2,6
3 - низкие сцепные качества покрытия	212	25,5	167	25,4
4 - неудовлетворительное состояние обочины;	37	4,5	30	4,5
5 - обочина занижена по отношению к проезжей части	34	4,1	26	3,9
6 - несоответствие габарита моста ширине проезжей части	0	0,0	1	0,18
7 - плохая видимость светофора	0	0,0	0	0
8 - неисправность светофора	10	1,2	3	0,52
9 - отсутствие горизонтальной разметки	57	6,8	45	6,8
10 - отсутствие вертикальной разметки	1	0,12	1	0,17
11 - деревья (опоры) на обочине	0	0,0	1	0,17
12 - наличие наружной рекламы	9	1,0	3	0,43
13 - отсутствие тротуаров (пешеходных дорожек)	20	2,4	5	0,78
14 - отсутствие ограждений в необходимых местах	20	2,4	13	2,0

Окончание табл. 4

Дорожные условия, сопутствующие совершению ДТП	Количество ДТП-ДУ* по условиям, сопутствующим их возникновению в 2010 г.		Количество ДТП-ДУ* по условиям, сопутствующим их возникновению в 2009 г.	
	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ
15 - недостаточное освещение	121	14,6	95	14,5
16 - неисправное освещение	29	3,5	20	3,0
17 - сужение проезжей части (снег и пр.)	19	2,3	9	1,4
18 - наличие снежных валов, ограничивающих видимость либо сужающих проезжую часть	5	0,58	0	0
19 - отсутствие ограждений, сигнализации в местах работ	5	0,58	0	0
20 - плохая видимость дорожных знаков	2	0,23	2	0,34
21 - отсутствие дорожных знаков	8	1,0	9	1,4
22 - неправильное применение дорожных знаков	1	0,12	2	0,34
23 - плохая различимость горизонтальной до- рожной разметки	62	7,5	39	6,0
24 - ограниченная видимость	4	0,46	4	0,68
25 - отсутствие переходно-скоростных полос	10	1,2	7	1,03
26 - несоответствие параметров дороги ее ка- тегории	145	17,5	125	19,1
27 - несоответствие ж/д переезда предъявляе- мым требованиям	0	0,0	0	0,09
28 - неисправность переездной сигнализации	0	0,0	0	0
29 - отсутствие направляющих устройств и све- товозвращающих элементов на них	0	0,0	1	0,17

Примечание. Сумма превышает общее число ДТП-ДУ, поскольку в отдельных происшествиях регистрируется одновремен-
но несколько условий сопутствующих их возникновению (не более 3-х условий).

Таблица 5

Сведения об участках концентрации ДТП на автомобильных дорогах федерального значения

Категория дороги	Количество участков концентрации ДТП				Протяженность участков концентрации ДТП		Кол-во ДТП на участках их концентрации	
	Всего, шт.	в т.ч. по степени опасности			Всего, км.	Доля, % от общей протяженности сети дорог	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП на сети дорог
		Мало- опасных	Опасных	Очень опасных				
I, Ia	241	159	61	21	252,6	0,53	667	2,9
II, Ib	1858	1240	500	118	1941,6	4,0	4033	17,7
III	765	430	238	97	800,3	1,7	1280	5,6
IV	40	18	11	11	42,4	0,08	51	0,3
V	0	0	0	0	0,0	0,0	0,0	0,0

Особенности формирования участков кон-
центрации ДТП на федеральной сети дорог оп-
ределяются ее техническим состоянием и уров-
нем загрузки движением.

В 2010 г. на автомобильных дорогах фе-
дерального значения категории I и Ia было вы-
явлено 8,2 % участков концентрации ДТП от их

общего числа на сети дорог (-40,7 % к 2009 г.),
соответственно Ib и II категории – 61,1 % (-4,3 %
к 2009 г.), III категории – 2,9 % (-90,8 %
к 2009г.), IV-V категории - 1,8 % (+13,5 %
к 2009г.). На участках концентрации ДТП вы-
явленных на дорогах Ib и I категории было со-
вершено наибольшее количество ДТП – 66,9 %

(от общего числа ДТП на участках их концентрации, рис. 3) [2].

Наибольшее количество участков концентрации ДТП выявлено на дорогах категории Iб и II – 1858 шт., в том числе малоопасных – 67,1 % (от их общего числа), опасных – 61,7% и очень опасных – 47,7 % (рис. 4).

Высокий уровень загрузки дорог движением стимулирует возникновение новых мест концентрации ДТП на участках дорог, на которых пропускная способность не отвечает наблюдаемой интенсивности движения.

Наибольшее число участков концентрации ДТП в 2010 г. было выявлено на дорогах с высокой загрузкой движением, так доля участков

концентрации ДТП с уровнем удобства движения Г, который характеризуется низкими скоростями движения и соответственно неэффективной транспортной работой дороги составляет 38,0 % от их общего числа (-8,4 % к 2009 г.).

Соответственно доля участков концентрации ДТП с уровнем удобства В составляет – 25,9 % (+8,1 % к 2009 г.), Б – 27,4 % (-9,8 % к 2009 г.), А – 8,7 % (-43,9 % к 2009 г.). На участках концентрации ДТП с уровнем удобства Г произошло наибольшее количество ДТП – 47,8 % (от общего числа ДТП совершенных на участках их концентрации). Доля ДТП, совершенных вне участков их концентрации, показана на рис. 5.

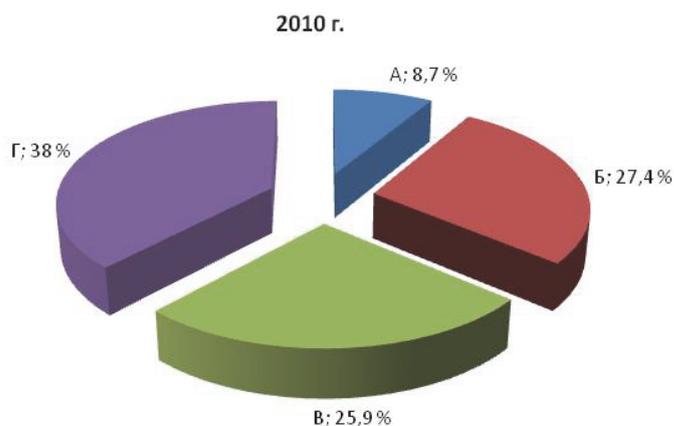


Рис. 3. Доля участков концентрации ДТП с различным уровнем удобства движения

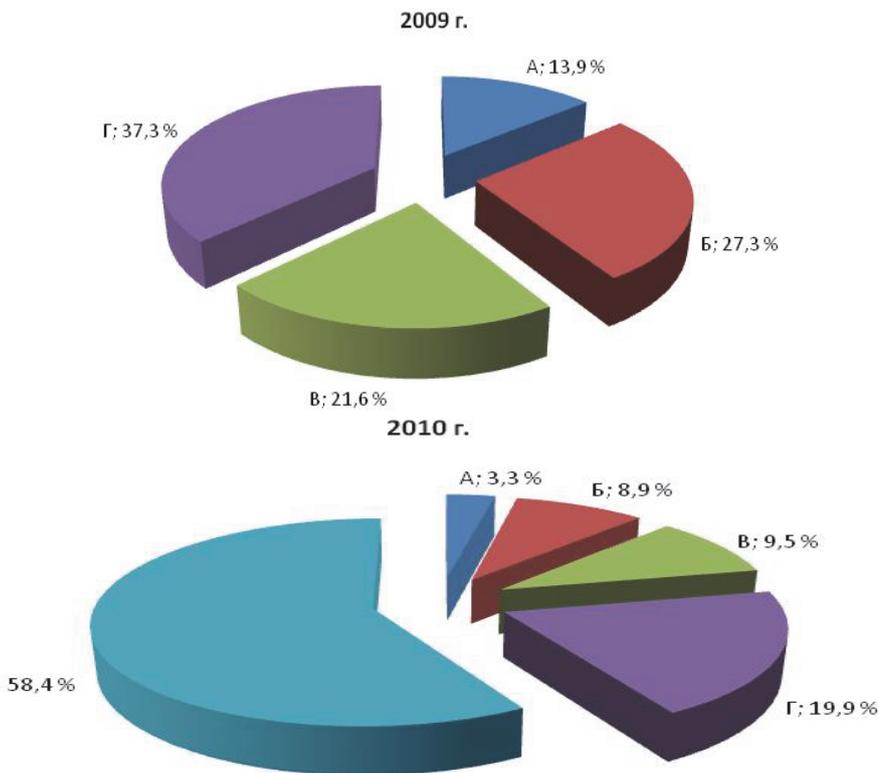


Рис. 4. Доля ДТП на участках их концентрации

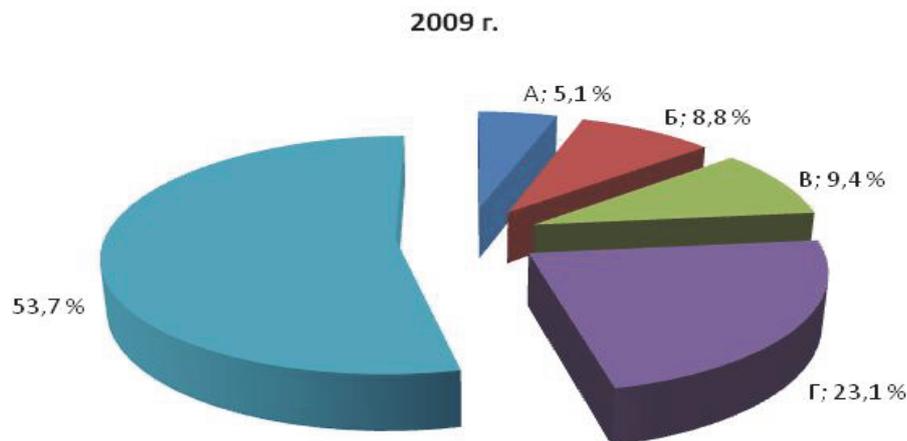


Рис. 5. Доля ДТП, совершенных вне участков их концентрации

В связи с тем, что в ближайшей перспективе приоритетной задачей Росавтодора является приведение эксплуатационного состояния дорог в соответствие с нормативными требованиями, будут обеспечены условия для дальнейшего сокращения числа ДТП с сопутствующими дорожными условиями, и соответственно мест концентрации ДТП.

В тоже время на автомобильных дорогах федерального значения сохраняются объективные условия для возникновения новых и миграции существующих участков концентрации ДТП, вызванные сложившимися условиями движения транспортных потоков, к которым в первую очередь относятся: высокая загрузка

движением большей протяженности автомагистралей и дорог обычного типа IА и IВ категории и наличие большого числа населенных пунктов [2].

Сведения об участках концентрации ДТП на автомобильных дорогах федерального значения с различной загрузкой движением представлены в табл. 6. Проведен анализ уточненной и систематизированной информации о новой технике, прогрессивных технологиях и материалах, применявшихся федеральными органами управления дорожным хозяйством в 2002-2009 годах, а также программный модуль БДМПТТ осуществления инновационной деятельности органами управления дорожным хозяйством.

Таблица 6

Сведения об участках концентрации ДТП на автомобильных дорогах федерального значения с различной загрузкой движением

Коэффициент загрузки движением	Количество участков концентрации ДТП				Протяженность участков концентрации ДТП		Количество ДТП на участках их концентрации	
	Всего, шт.	в т. ч. по степени опасности			Всего, км.	Доля от общей протяженности сети дорог, %	Всего, шт.	Доля от общего числа ДТП на сети дорог, %
		Мало-опасных	Опасных	Очень опасных				
Менее 0,2	130	7	45	78	140,4	0,29	237	1,0
0,2-0,45	619	223	290	106	646,4	1,35	975	4,3
0,45-0,7	765	459	268	38	799,5	1,67	1383	6,1
Более 0,7	1390	1158	207	25	1450,1	3,02	3436	15,1

Проводилась оценка эффективности применения прогрессивных технологий на объектах дорожного хозяйства должно производиться с учетом рациональной области их применения, а также на основе установленных тенденций изменения технико-эксплуатационных характеристик автомобильных дорог с учетом данных

АБДД «ДОРОГА», полученных на основе систематических проездов передвижных дорожных диагностических лабораторий.

Данные были получены на основе постоянного мониторинга за объектами строительства, реконструкции, ремонта и содержания, на которых применялись данные технологии. Ис-

пользована информация, содержащаяся в отраслевом банке данных «ДОРОГА», о транспортно-эксплуатационных показателях участков автомобильных дорог по данным диагностики, при строительстве (реконструкции), ремонте и содержании которых применялись новые технологии. Учтена динамика изменения основных транспортно-эксплуатационных качеств автомобильных дорог (ровности, прочности, сцепления и пр.) путем обработки данных диагностики состояния федеральных дорог.

Для осуществления обмена данными между автоматизированным банком дорожных данных «ДОРОГА» и БДМППТ используется имеющийся в нем специализированный программный модуль, позволяющий проводить мониторинг транспортно-эксплуатационного состояния участков реализации инновационных проектов. Однако, результаты предварительных исследований, основанных на анализе информации АБДД «ДОРОГА» о техническом уровне и эксплуатационном состоянии участков федеральных автомобильных дорог, при строительстве (реконструкции), ремонте и содержании которых применялись прогрессивные технологии, свидетельствуют, что на целом ряде участков не было достигнуто необходимого эффекта [2].

Получена информация, позволившая сравнить качественные показатели участков дорог, эксплуатируемых в различных и в схожих условиях, на которых были применены аналогичные прогрессивные технологии и материалы, выявлена эффективная область их применения.

В ходе выполнения работы также было выполнено: собраны и проанализированы данные об инновационной деятельности органов дорожного управления; сформирован перечень участков автомобильных дорог на которых проводилось строительство, реконструкция и ремонт с применением новых технологий; разработан программный модуль БДМППТ

и структура хранения данных; произведена обработка и систематизация полученных данных.

Мониторинг применения тех или иных прогрессивных технологий позволяет оценивать их влияние на состояние автомобильных дорог, на увеличение их срока службы, повышение транспортно-эксплуатационных показателей. Мониторинг позволил выявить также технологии, которые на состояние дорог никак не влияют, либо снижают транспортно-эксплуатационные показатели. За счет исключения технологий, не приносящих положительного эффекта, и, напротив концентрации внимания и ресурсов к перечню критических технологий дорожного хозяйства может быть достигнута экономия средств и повышение качества автомобильных дорог [3, 4].

Авторы статьи выражают благодарность кандидатам технических наук А. М. Стрижевскому, И. Ф. Живописцеву и М. Л. Ермакову за предоставленные консультации и материалы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. В 2012 году в России в ДТП погибли 28 тысяч человек [Электронный ресурс] // Новости@mail.ru. – 2013. – Режим доступа: <http://news.mail.ru/incident/11740517/?frommail=1>.
2. Федеральные дороги России. Транспортно-эксплуатационные качества и безопасность дорожного движения / М. Л. Ермаков, А. М. Стрижевский, И. Ф. Живописцев и др. // Статистический аналитический сборник. – М. : Федеральное дорожное агентство. 2011. – 125 с.
3. Методологические основы оценки технических рисков / Н. Е. Кокодева, А.В.Кочетков, Л.В.Янковский и др. // Вестник ВолгГАСУ. Сер.: Строительство и архитектура. 2012. Вып. 28(47). – С. 126-134.
4. Повышение безопасности дорожного движения на основе развития системы мониторинга автомобильных дорог / А.В.Кочетков, М.Л.Ермаков, А.А.Сухов, Д.А.Стрижевский, А.С.Козин // Инновации и исследования в транспортном комплексе. Первая Междун. науч.-практ. конф. 23-24 мая 2013 г. - Курган : Уральский гос. ун-т. путей сообщения. – С.255-261.

УДК 625.7.032

*А. В. Шустов, С. В. Ганзин, Е. И. Самек***ОЦЕНКА ПРИМЕНЯЕМЫХ МЕТОДОВ ДИАГНОСТИКИ РОВНОСТИ ПОКРЫТИЯ
АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ ПРИ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ****Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: anton_shustov86@rambler.ru, k-samek@mail.ru)

В статье рассмотрены преимущества и недостатки применяемых методов контроля ровности дороги при производстве строительных, ремонтных работ и в процессе эксплуатации. В статье приведены результаты обработки данных замеров ровности трехметровой рейкой, методом амплитуд и ординат продольного профиля.

Ключевые слова: неровность, трехметровая рейка, метод амплитуд, корреляционный анализ, вейвлет анализ.

The article reviews the advantages and disadvantages of the methods of control of road smoothness during construction, repair work or during operation. The article presents the results of measurement of flatness by a three-meter rack, the method of the amplitudes and the method of coordinates the longitudinal profile.

Keywords: roughness, a three-meter strip, the method of amplitude, correlation analysis, wavelet analysis.

Основным технико-эксплуатационным показателем автомобильной дороги является ровность дорожного покрытия. Ухудшение этого показателя оказывает негативное влияние на устойчивость движения транспортного средства, условия работы водителя и прочность несущей системы. Оценка ровности покрытия при контроле качества строительных работ регламентируется СНиП 3.06.03-85, в процессе эксплуатации дорог - ГОСТ Р 50597-93. При проверке работ, согласно СНиП 3.06.03-85, используются метод амплитуд, установка ПКРС-2У и трехметровая рейка. В то время как для оценки ровности покрытия в процессе эксплуатации дороги применяются установка ПКРС-2У и трехметровая рейка.

Главным недостатком методов является ограниченный рабочий диапазон длин неровностей. Так установкой ПКРС-2У возможно выявление неровностей, длина которых не превышает 0,3 м, трехметровой рейкой – неровностей менее 6 м, методом амплитуд – неровности длиной от 10 м до 40 м. Для нивелирования указанного недостатка рекомендуется использовать перечисленные методы в совокупности.

На кафедре «Автомобильный транспорт» Волгоградского государственного технического университета была выполнена обработка результатов исследований ровности покрытий 42 участков дорог. Исходными данными для анализа послужили: количество просветов под трехметровой рейкой, разность отметок методом амплитуд и ординаты микропрофилей участков дорог. Длины исследуемых участков дорог находились в диапазоне значений от 900 м до 1200 м, суммарная протяженность составила более 40 км.

Рассмотрим результаты исследований ровности участков дорог с использованием трехметровой рейки. Статистический анализ величин замеров показал, что среднее количество просветов ($5 \text{ мм} \leq \Delta \leq 10 \text{ мм}$) под трехметровой рейкой составило $r_{cp}=1,24 \%$. Разброс количества просветов ($5 \text{ мм} \leq \Delta \leq 10 \text{ мм}$) составил от 0 % до 6,92 %. Согласно интервальным оценкам в массиве данных имеют место просветы, величина которых превышает 10 мм. Однако количество просветов более 10 мм равно 0,17 % от общего числа замеров. Поскольку неровности малой длины, высота которых превышает 10 мм, носят единичный характер, то в дальнейших исследованиях данными неровностями можно пренебречь.

Распределение амплитуд участков дорог по интервалам неравномерно и показано на рис. 1. В качестве аппроксимирующего выражения использовался экспоненциальный закон, описываемый уравнением (1).

$$f(Q) = A \cdot e^{-\alpha Q}, \quad (1)$$

где A – параметр, характеризующий среднее значение функции $f(Q)$ в окрестностях точки «0», α – параметр, определяющий крутизну убывания функции $f(Q)$.

Для исследуемых участков дорог средние значения параметра A функции $f(Q)$ исследуемых равны 0,422, 0,423 и 0,408 для шагов нивелирования 5 м, 10 м и 20 м. Соответственно, параметр α функции $f(Q)$ равен 0,247, 0,138 и 0,089. Использование данных зависимостей позволило установить, что при нивелировании покрытия дороги с шагом 5 м в установленный СНиП 3.06.03-85 интервал [0:7] мм входят 85 % замеров. Увеличение шага нивелирования до 20 м привело к снижению количества замеров

в установленном интервале [0:24] мм, до 79 % от общего числа замеров. Наличие амплитуд, превышающих максимально допустимые зна-

чения, также было отмечено на благополучных участках при использовании замеров, сделанных с помощью трехметровой рейки.

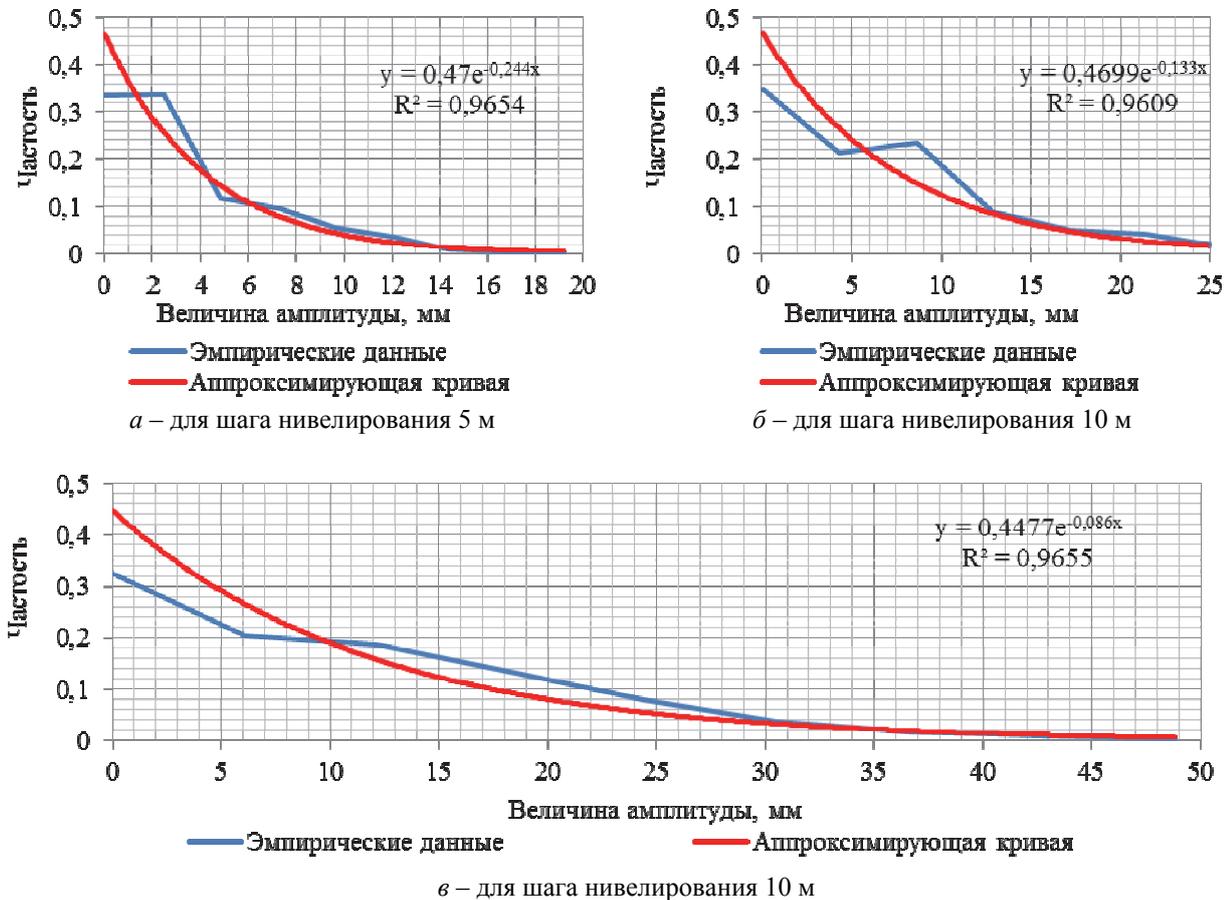


Рис. 1. Плотность распределения вероятности появления амплитуд.

Анализ данных, полученных с использованием трехметровой рейки и методом амплитуд, показывает, что на исследованных участках дорог в большей степени присутствуют неровности, длины которых более 10 м. Так как причиной возникновения неровностей большой длины является деформации основания дороги, установленные ГОСТ Р 50597-93 методы контроля ровности поверхности дороги в процессе эксплуатации не позволяют устанавливать наличие таких деформаций. В связи с этим возникает необходимость применения методов, позволяющих выявлять как сами неровности большой длины, так и их геометрические характеристики.

Наиболее показательным способом определения геометрических характеристик неровностей дорог является расчет корреляционной функции ординат микропрофиля. Корреляционный анализ ординат микропрофилей исследуемых

участков дорог проводился в полном соответствии с методикой [1].

Для исследуемых участков дорог корреляционные функции являются монотонно убывающими функциями до точки пересечения с осью ординат, после точки пересечения значения функции приобретают периодический характер. Полученные корреляционные функции аппроксимировались выражениями вида (2).

$$R(l) = A_1 \cdot e^{\alpha_1 l} + A_2 \cdot e^{\alpha_2 l} \cdot \cos(\beta l), \quad (2)$$

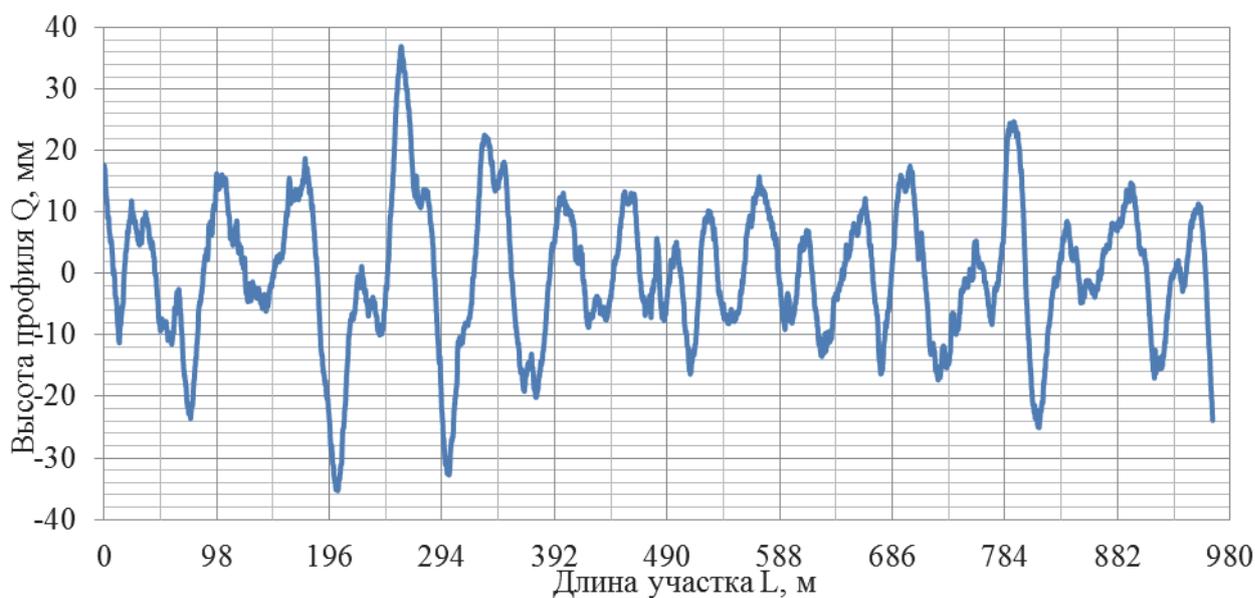
где α , β – параметры корреляционной связи; $A_1 + A_2 = 1$.

Из [1] известно, что средняя длина неровности на участке дороги равна корреляционной связи. Средняя длина неровности профилей рассматриваемых участков распределилась на отрезке [6,54 м : 30,62 м]. Наличие в аппроксимирующем выражении корреляционной функции произведения экспоненты на косинус βl свидетельствует о гармонической составляющей

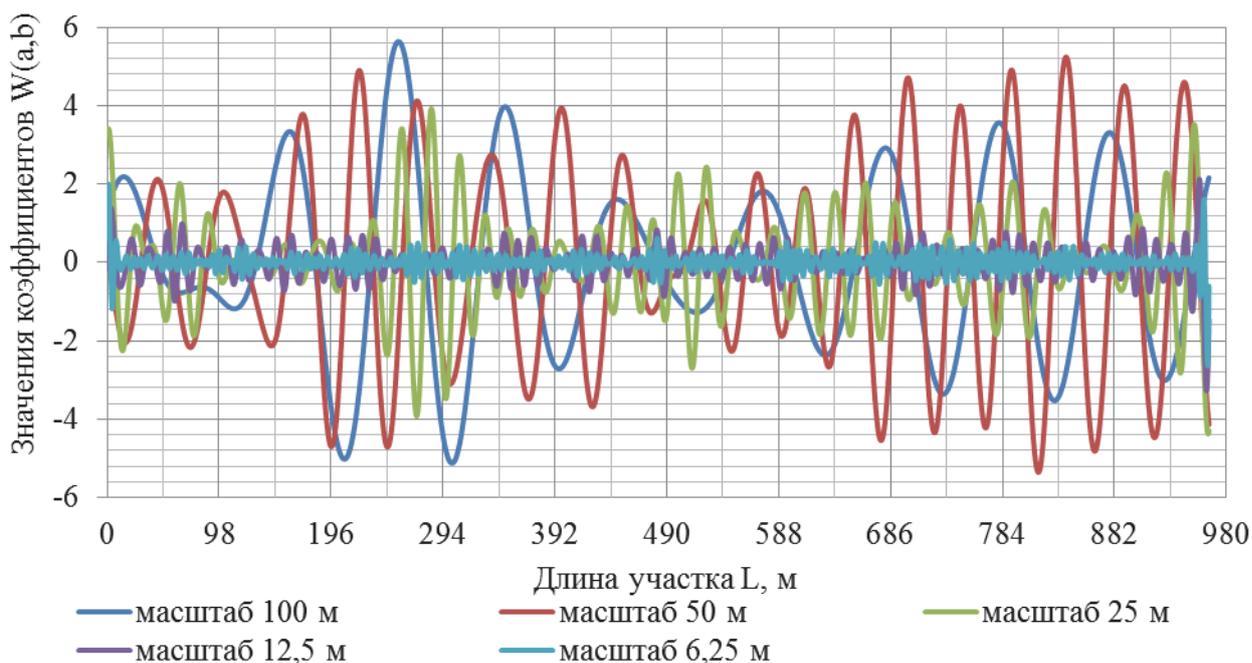
щей в микропрофилях участков. Диапазон значений коэффициента β , определяющего средние частоты гармонической составляющей, составил от 0,05 до 0,128.

Известно, что алгоритм расчета корреляционной функции строится на допущении стационарности случайной функции ординат микропрофиля и позволяет получить осредненное значение корреляционной функции. Данные допущения, как отмечается в [3], не всегда соответствуют действительности. Если посмотреть на продольный профиль участка (рис. 2, а), то нетрудно заметить, что геометрические параметры неровно-

стей изменяются по длине участка. В связи с этим определить форму неровностей и их расположение по длине участка по виду корреляционной функции и коэффициентам ее аппроксимирующего выражения не представляется возможным. Для локализации и выявления геометрических параметров неровностей на исследуемом участке был проведен вейвлет анализ. Поскольку корреляционным анализом было установлено наличие гармонической составляющей, то в качестве материнского вейвлета использовался вейвлет Морле [4]. Результаты его вейвлет преобразования приведены на рис. 2.



а – микропрофиль участка дороги



б – результаты вейвлет преобразования

Рис. 2. Распределение неровностей по длине участка автомобильных дорог

Вейвлет анализ позволил локализовать и выявить геометрические параметры неровностей участка дороги. На графике (рис. 2, б) видно преобладание в микропрофиле гармонических неровностей длинами 100, 50, 25 и 12,5 м на отрезке от 98 м до 450 м. Амплитуда высот неровностей по длине отрезка (98 м:450 м) неодинакова. Максимальное значение амплитуды имеет место на отметке 245 м, приближаясь к краям отрезка значения амплитуд неровностей уменьшаются. Аналогичное изменение амплитуд высот неровностей характерно для всех участков исследованных дорог и для всех масштабов вейвлета.

В результате проведенных исследований было установлено следующее: методы ГОСТ Р 50597-93 контроля ровности дороги в процессе ее эксплуатации не позволяют выявлять неровности, длина которых превышает 5-6 м. Данные неровности вызывают наиболее опасные с точки зрения прочности несущей системы низкочастотные колебания поддресоренных частей транспортных средств на эксплуатационных скоростях. Совместное использование методов трехметровой рей-

ки и амплитуд позволит охватить широкий диапазон длин неровностей, однако не решает проблему нахождения геометрических параметров неровностей. Для определения геометрических характеристик неровностей и их эволюции по длине участка необходимо использовать корреляционный и вейвлет анализы. В качестве рекомендации можно предложить использование разложения микропрофиля дорог с помощью вейвлетов Морле для организации ремонта дорог.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Силаев, А.А.* Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. Изд. 2-е, переработ. и доп. М., «Машиностроение», 1972, с. 192.;
2. *Ганзин, С.В., Шустов, А.В., Шакуров Д.Д.* Оценка ровности дорожного покрытия на улицах г. Волгограда по условиям обеспечения БДД. /Материалы научно-технической конференции 28 апреля 2009 г. Проблемы строительства, ремонта и содержания автомобильных дорог юга российской федерации. Волгоград 2009;
3. *Тарасик, В.П.* Теория движения автомобиля: Учебник для ВУЗов.- СПб.: БХВ – Петербург, 2006. – 250 с;
4. *Витязев, В.В.* Вейвлет анализ временных рядов: Учеб. пособие. – СПб: Изд-во С. – Петерб. ун-та, 2001. – 58с.

ПРЕРВАННЫЙ ПОЛЕТ

4 августа 2013 года оборвалась жизнь замечательного человека, известного ученого, прекрасного педагога, одного из членов редколлегии сборника "Известия ВолгГТУ" – профессора Гудкова Владислава Александровича. Он ушел – как жил: острая сердечная недостаточность настигла его в дороге. Смерть украла духовное завершение жизни, оборвав последнее творческое усилие, высокий стремительный интеллектуальный полет. Наука лишилась крупного ученого, автора многих трудов и учебников по транспортной логистике.

В. А. Гудков родился в 1938 году в Москве в семье известного ученого, но почти 50 лет своей творческой жизни он посвятил Волгоградскому государственному техническому университету. Начиная свою научную деятельность в 1966 году старшим преподавателем Волгоградского политехнического института, прибыв в Волгоград по распределению после защиты кандидатской диссертации, с этого же времени и по 1975 год работал заместителем декана автотракторного факультета, затем в 1975 году возглавил новый факультет – автотранспортный, с 1980 по 1993 г. был первым проректором ВПИ. В 1984 году возглавил новую кафедру «Автомобильные перевозки» и все это время оставался ее бессменным руководителем, в 1993 году защитил докторскую диссертацию.



В. А. Гудкова отличали творческая энергия, глубокая преданность науке, завидная работоспособность, уважение к коллегам и студентам. Он был ученым и человеком с большой буквы!

Вместе с тем Владислав Александрович не замыкался в сфере одной науки. Он был одаренным, разносторонне развитым человеком: увлекался спортом, театром, посещал концерты и художественные выставки, хорошо знал и разбирался в музыке и живописи, русской литературе. Именно эти качества позволили ему на протяжении 30 лет успешно и бессменно возглавлять оргкомитет Международного фестиваля Студенческих Театров Эстрадных Миниатюр «Земля – планета людей».

Как истинный интеллигент он был скромным, демократичным, чутким и внимательным к людям, пользовался большим уважением всех, кто его знал, кто работал и общался с ним, кто у него учился.

Умение входить в положение других, понимать и принимать к сердцу их горе и радость было одной из отличительных черт в характере Владислава Александровича.

Кончина В. А. Гудкова стала тяжелой утратой для всех, кому посчастливилось знать его лично, работать рядом с ним. В памяти родных, друзей, коллег и учеников – всех, кто имел честь быть с ним знакомым, он останется честным и порядочным человеком, хорошим товарищем, отзывчивым другом, добрым наставником и Учителем, хорошим семьянином. В сердцах наших останется благодарность за то, что он был с нами, за все доброе, что он сделал при жизни! И даже в горе мы будем помнить об этом.

Редакция научного сборника "Известия Волгоградского государственного технического университета" выражает искреннее соболезнование родным и близким В. А. Гудкова и разделяют горечь потери близкого человека.

КОЛЕСНЫЕ И ГУСЕНИЧНЫЕ МАШИНЫ

УДК 629.113

А. С. Волохов, Р. А. Кулиев, В. А. Макаров

МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ С УЧЕТОМ ТЯГОВОЙ СИЛЫ

Донецкая академия автомобильного транспорта (Украина)

(e-mail: aleksandrvolokhov@yandex.ru, vuki_79@mail.ru)

В статье приведена модель, позволяющая исследовать курсовую устойчивость движения автомобиля с учетом продольной тяговой силы на ведущих колесах.

Ключевые слова: курсовая устойчивость движения; тяговая сила; нагрузка.

The article presents a model allowing to examine the course stability of car moving taking into account longitudinal pulling force and load redistribution on the wheels.

Keywords: course stability movement, pulling power, load.

Введение

Вопрос курсовой устойчивости движения автомобилей (КУД) с учетом продольных сил, действующих в контакте колес с дорогой, являются актуальными, поскольку наличие таких сил приводит к изменению параметров устойчивости автомобиля при его движении. Ранее в Донецкой академии автомобильного транспорта велись исследования в этом направлении [1], но при этом использовалась велосипедная модель автомобиля которая, к сожалению, не учитывала перераспределение нагрузки на колесах. Также попытки исследования влияния тяговой силы на устойчивость можно найти в работе Томаса Гильеспи [2], но в этой работе была линейная постановка задачи.

Цель статьи - исследование КУД автомобиля с учетом продольной тяговой силы, действующей на колесах передней оси, и перераспределения нагрузки на колесах.

Численное моделирование динамики выполнено для легкового автомобиля Opel Vectra C, который использовался в экспериментальных исследованиях. Проведенная серия заездов (в выполненном ранее эксперименте) при установившемся круговом режиме движения, позволила определить среднюю величину коэффициентов увода. В качестве исходных принимались следующие данные: $g=9.81 \text{ м/с}^2$; расстояние от центра масс автомобиля до передней и задней осей, соответственно $a=1,273 \text{ м}$, $b=1,427 \text{ м}$; коэффициенты увода передней и

задней оси автомобиля, соответственно, $k_1=32240 \text{ Н/рад.}$; $k_2=27186 \text{ Н/рад.}$; $m=1771 \text{ кг}$.

Рассмотрим случай движения $X_1 \neq 0$, $X_2=0$, где X_1 , X_2 – тяговое усилие на передней и задней оси соответственно. Получим следующую систему конечных уравнений, которая определяет параметры круговых режимов движения при фиксированных значениях скорости автомобиля $v=const$ и угла поворота управляемых колес $\theta=const$.

$$\begin{aligned} -\omega m &= -Y_{11}\theta_{11} - Y_{12}\theta_{12} + X_{11} + X_{12}; \\ \omega v m &= Y_{11} + Y_{12} + Y_{21} + Y_{22} + X_{11}\theta_{11} - X_{12}\theta_{12}; \\ 0 &= a(Y_{11} + Y_{12}) - b(Y_{21} + Y_{22}) + a\theta(X_{11} + X_{12}). \end{aligned} \quad (1)$$

где X_{11} , X_{12} , X_{21} , X_{22} – тяговые силы на левом и правом колесах передней и задней оси, Н; Y_{11} , Y_{12} , Y_{21} , Y_{22} – боковые силы увода в пятнах контакта на колесах передней и задней оси автомобиля, Н; ω – угловая скорость автомобиля, рад/с; u – боковая составляющая скорости центра масс автомобиля, м/с; v – продольная составляющая скорости центра масс автомобиля, м/с; m – масса автомобиля, Н.

Для общности системы, как было показано ранее, необходимо наличие $X_1 \neq 0$. Под X_1 следует понимать вариацию тягового усилия $X_1(v)$, а тяговое усилие $X_1(v)$ обеспечивает реализацию необходимой продольной составляющей скорости движения v (численно $X_1(v)$ равняется суммарной силе сопротивления движения при скорости v) [3].

Исходная нелинейная система (на основе линеаризации угла поворота θ и стационарных режимов ($\dot{u}=0$; $\dot{\omega}=0$; $\dot{v}=0$)):

$$\begin{aligned} (\dot{v} - \omega u)m &= -Y_1 \sin(\theta) + X_1 \cos(\theta) - X_{cd}; \\ (\dot{u} + \omega v)m &= Y_1 \cos(\theta) + Y_2 + X_1 \sin(\theta); \\ J\dot{\omega} &= aY_1 \cos(\theta) - bY_2 + aX_1 \sin(\theta). \end{aligned} \quad (2)$$

Поскольку учтено $\dot{\omega}=0$ получим следующее уравнение: $0 = aY_1 \cos(\theta) - bY_2 + aX_1 \sin(\theta)$.

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{-mu\omega + Y_{11} \sin(\theta) + Y_{12} \sin(\theta) + X_{cd}}{\cos(\theta)}; \\ \dot{u} &= -v\omega + \frac{\left(\frac{(-mu\omega + Y_{11} \sin(\theta) + Y_{12} \sin(\theta) + X_{cd}) \sin(\theta)}{\cos(\theta)} + Y_{11} \cos(\theta) + Y_{12} \cos(\theta) + Y_{21} + Y_{22} \right)}{m}; \\ \dot{\omega} &= \frac{\left(\frac{(-mu\omega + Y_{11} \sin(\theta) + Y_{12} \sin(\theta) + X_{cd}) \sin(\theta)}{\cos(\theta)} + Y_{11} \cos(\theta) + Y_{12} \cos(\theta) \right) a - (Y_{21} + Y_{22}) b}{J}. \end{aligned} \quad (3)$$

При этом, согласно нелинейной теории увода, боковые силы определяются как:

$$\begin{aligned} Y_{1j} &:= \frac{k_{1j} \left(\theta - \frac{u + a\omega}{v \mp H\omega} \right)}{\sqrt{1 + \frac{k_{1j}^2 \left(\theta - \frac{u + a\omega}{v \mp H\omega} \right)^2}{(0,8N_{1j})^2}}}; \\ Y_{2j} &:= \frac{k_{2j} \left(-\frac{u + b\omega}{v \pm H\omega} \right)}{\sqrt{1 + \frac{k_{2j}^2 \left(-\frac{u + b\omega}{v \pm H\omega} \right)^2}{0,8N_{2j}^2}}}, \end{aligned} \quad (4)$$

а текущие нормальные нагрузки на колесах по формуле:

$$\begin{aligned} N_{1j} &:= \frac{1}{2} \left(\frac{mgb}{l} + \frac{mu\omega h}{l} \mp \frac{mv\omega hb}{Hl} \right); \\ N_{2j} &:= \frac{1}{2} \left(\frac{mga}{l} - \frac{mu\omega h}{l} \mp \frac{mv\omega ha}{Hl} \right). \end{aligned} \quad (5)$$

где l – база автомобиля, м; H – ширина колеи, м; h – высота центра масс автомобиля, м.

При этом каждый из режимов моделировался тем или иным законом поворота руля автомобиля. Для компьютерного моделирования наиболее типичного поворота автомобиля на 180° , что двигался перед этим прямолинейно, закон управления управляемыми колесами задается в виде [4]:

которое определяет множество стационарных режимов и может быть разрешимо относительно действующих боковых сил.

Интегрирование исходной системы уравнений осуществлено с помощью программного обеспечения Maple. Для этого исходная система уравнений была записана в «машинном» виде при условии жесткости управляющего колесного модуля автомобиля и установившегося движения (увеличение сил инерции компенсируется за счет изменения тяговой силы):

$$\theta := \begin{cases} 0 & 0 \leq t \text{ and } t \leq t_0 \\ \beta t & t_0 \leq t \text{ and } t \leq t_1 \\ \beta(t_1 - t_0) & t_1 \leq t \text{ and } t \leq t_2 \\ \beta(t_1 - t_0) - \beta t & t_2 \leq t \text{ and } t \leq t_3 \\ 0 & t_3 \leq t \end{cases} \quad (6)$$

где $[0; t_0]$ и $[t_2; t_k]$ – время движения автомобиля по прямой до входа в поворот и после выхода из поворота соответственно; $[t_0; t_1]$ – интервал времени входа в поворот, управляемые колеса автомобиля равномерно поворачиваются со скоростью $\beta = 0,05 \text{ c}^{-1}$; $[t_1; t_2]$ – интервал времени движения автомобиля по кругу (может отсутствовать); $[t_2; t_3]$ – интервал времени выхода автомобиля из поворота (управляемые колеса равномерно поворачиваются в нейтральное положение).

Для моделирования поведения автомобиля в таком повороте принимались скорости от 25 км/ч. до потери курсовой устойчивости движения за счет угла поворота управляемых колес от $\theta=5,0 \dots 15$ град. (при угле близком к 12 град., согласно нелинейной теории увода, увеличение угла не приводит к изменению боковых сил увода колес автомобиля).

Моделировалась траектория движения центра масс автомобиля и другие параметры, такие как сменные u , ω , δ_i , что позволяло определить радиус движения автомобиля при установив-

шемся повороте. При увеличении скорости движения до $v = 35$ км/ч., что соответствует случаю $v > v^*$ (v^* - скорость появления сноса задней оси автомобиля за счет перераспределения нагрузки по бортам), для поведения переменных, характерным является рост амплитуд колебательного процесса для угловой и боковой скорости центра масс автомобиля, что приво-

дит к нарушению устойчивости движения автомобиля.

Об устойчивости автомобиля в неустановившихся режимах можно судить и по величине боковых ускорений центра масс (рис. 1-5). Эти ускорения определялись путем решения исходной нелинейной системы дифференциальных уравнений.

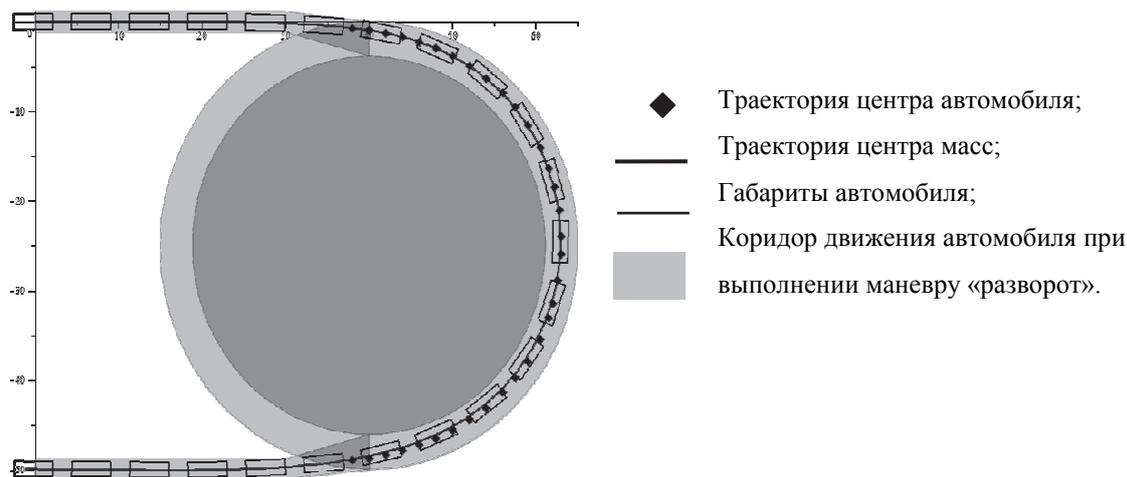


Рис. 1. Траектория движения автомобиля категории М1 при выполнении маневра разворот 25 м. при скорости движения 25 км/ч

Режим движения считался устойчивым, если ускорение центра масс автомобиля не превышало значения $4,5$ м/с².

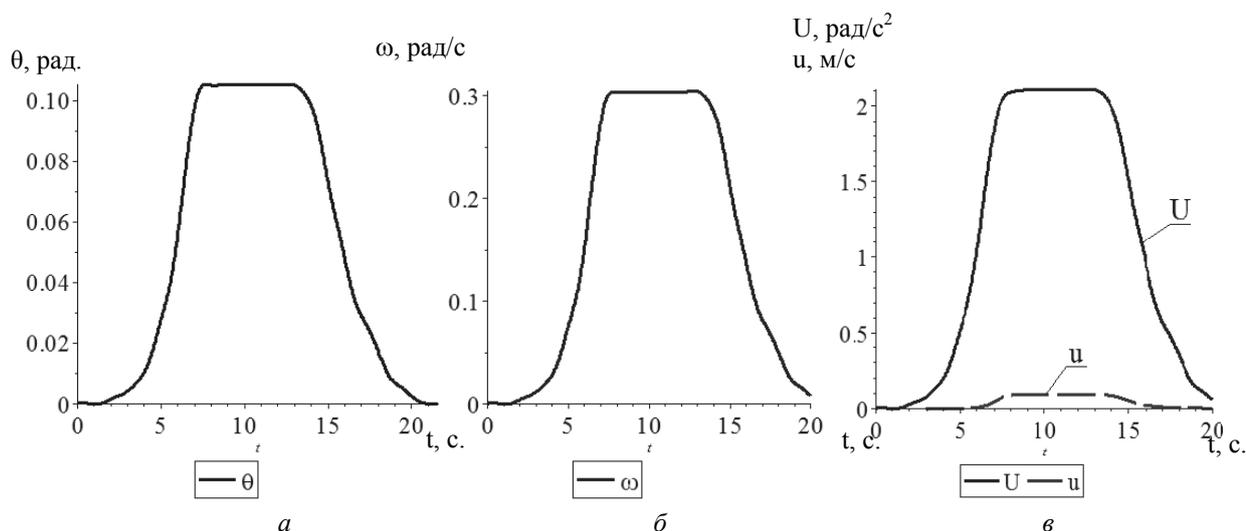


Рис. 2. Параметры движения автомобиля при выполнении маневра «поворот» при скорости 25 км/ч.: а – изменение угла поворота колес ($\theta_{\max} = 0,1$ рад.); б – изменение угловой скорости движения автомобиля ($\omega_{\max} = 0,3$ рад./с); в – боковое ускорение и боковая составная скорости движения центра масс автомобиля ($U_{\max} = 2,105$ м/с², $u_{\max} = 0,09$ м/с)

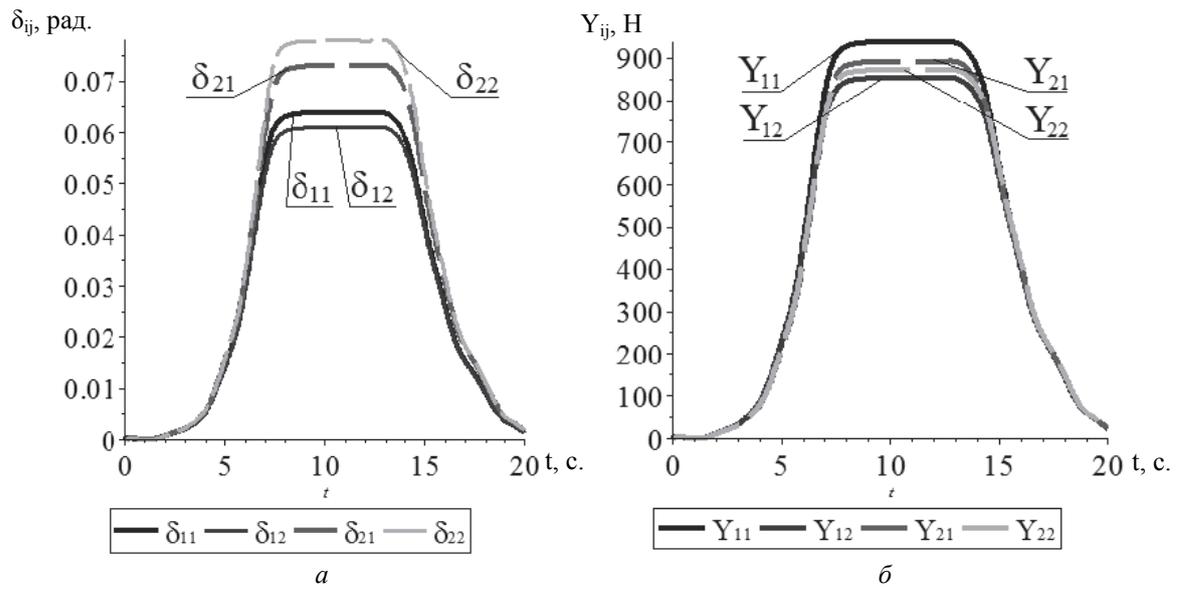


Рис. 3. Параметры движения автомобиля при выполнении маневра «поворот» при скорости 25 км/ч.: а – изменение угла увода колес ($\delta_{\max}=4,46$ град. на заднем внешнем колесе); б – изменение боковых сил, которые действуют на колеса автомобиля ($Y_{\max}=935$ Н – сила, действующая на переднем внутреннем колесе)

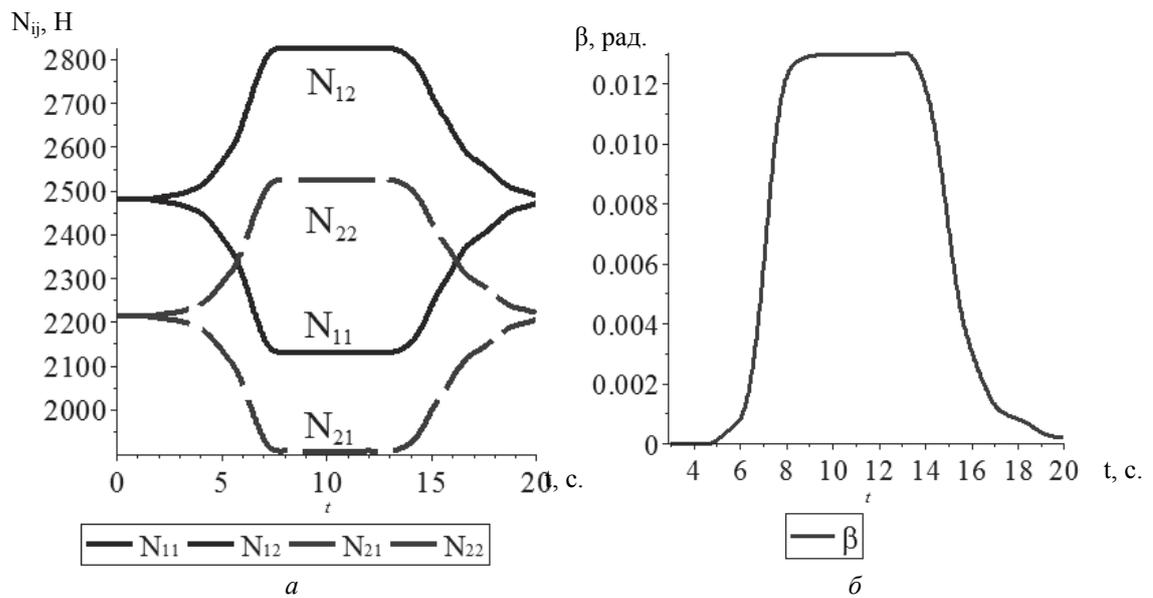


Рис. 4. Параметры движения автомобиля при выполнении маневра «поворот» при скорости 25 км/ч.: а – вертикальная нагрузка на колесах передней (N_{11} , N_{12}) и задней (N_{21} , N_{22}) оси; б – изменение угла скольжения

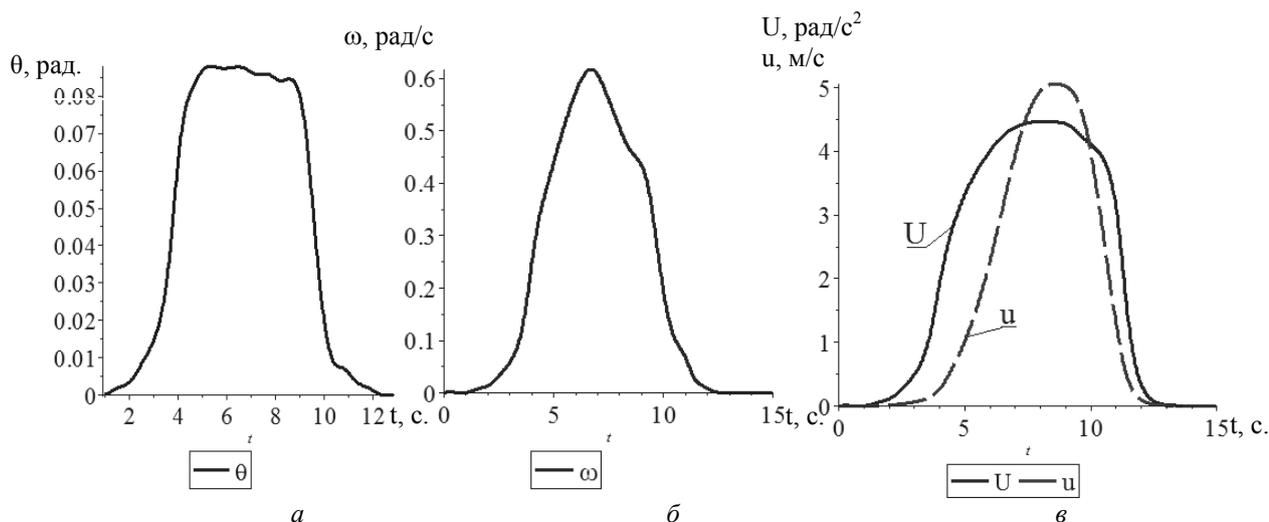


Рис. 5. Параметры движения автомобиля при выполнении маневра «поворот» при скорости 35 км/ч.: *a* – изменение угла поворота колес ($\theta_{\max} = 0,08$ рад.); *b* – изменение угловой скорости движения автомобиля ($\omega_{\max} = 0,61$ рад./с); *в* – боковое ускорение и боковая составная скорости движения центра масс автомобиля ($U_{\max} = 4,45$ м/с², $u_{\max} = 5,05$ м/с)

В случае движения автомобиля при закритической скорости ($v=37$ км/ч), рис. 6-7.

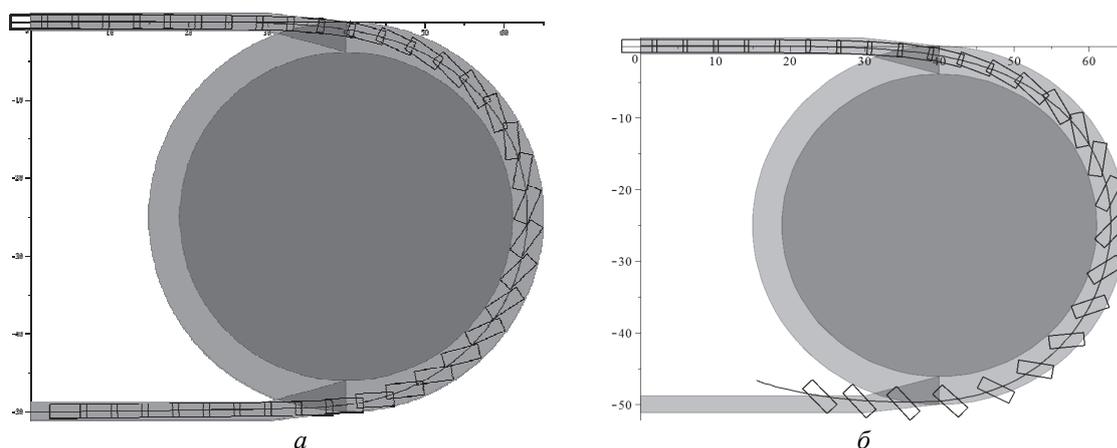


Рис. 6. Траектория движения автомобиля категории М1 при выполнении маневра разворот 25 м.: *a* – при скорости движения 35 км/ч.; *б* – при скорости движения 37 км/ч

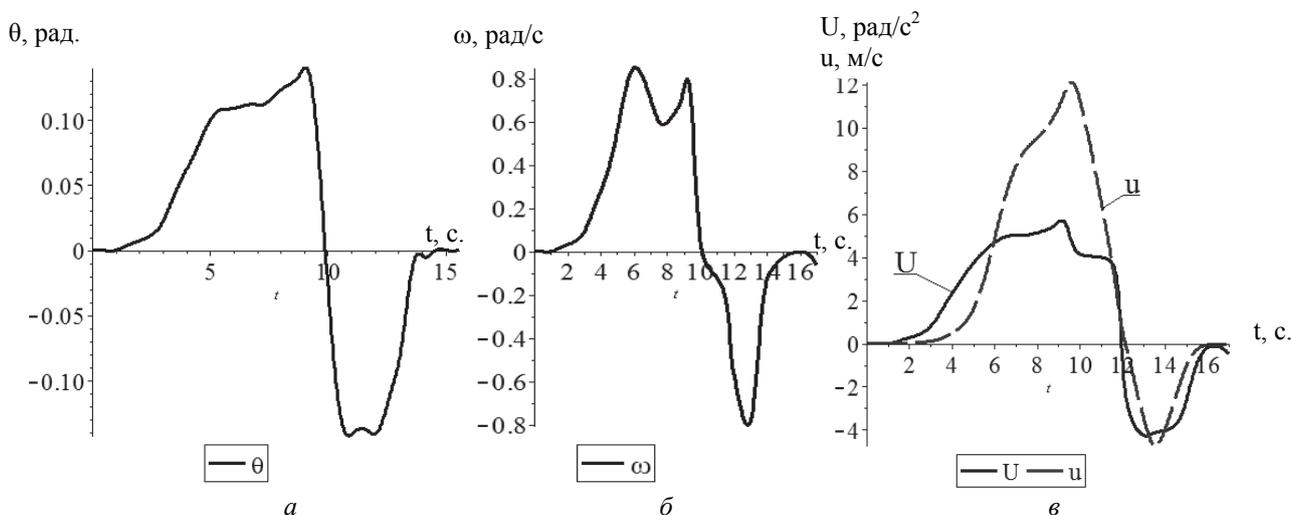


Рис. 7. Параметры движения автомобиля при выполнении маневра «поворот» при скорости 37 км/ч.: *a* – изменение угла поворота колес ($\theta_{\max} = 0,15$ рад.); *b* – изменение угловой скорости движения автомобиля ($\omega_{\max} = 0,85$ рад./с); *в* – боковое ускорение и боковая составная скорости движения центра масс автомобиля ($U_{\max} = 6,105$ м/с², $u_{\max} = 6,1$ м/с)

Выводы

Приведенная модель движения автомобиля, в которой учтена продольная тяговая сила на передней оси, разрешает оценить переменные, характеризующие неустановившееся движение автомобиля в режиме поворота постоянного радиуса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Костенко А.В.* До питання про дослідження курсової стійкості руху легкових автомобілів / А.В. Костенко //

Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2010. – № 3. – С. 72 – 77.

2. *Gillespie Thomas D.*, Fundamentals of Vehicle Dynamics / Thomas D. Gillespie. – Society of Automotive Engineers, Inc, 1992 – 470 p.

3. До визначення нової математичної форми моделі Фіала пружного колеса. Вербицький В.Г., Єфіменко А.М., Кулієв Р.А., Волохов О.С., Куплінов А.В., Зінов'єв Є.Я. // Вісник СевНТУ ім. В. Даля №134, Севастополь 2012. – С.127-131.

4. До питання визначення коефіцієнтів відведення осей і коліс автомобіля з урахуванням повздовжніх сил та перерозподілу вертикальної складової. / Волохов О.С., Куплінов А.В. // Вісник СевНТУ Збірник наукових праць Випуск 122/2011 Севастополь – 2011. – С. 10-12.

В. Г. Дыгало, А. А. Ревин

ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ФОРМИРОВАНИЯ ПОЛУНАТУРНЫХ МОДЕЛЕЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ С АБС

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: dygalo@vstu.ru, revin@vstu.ru)

В статье рассматриваются общие принципы формирования полунатурных моделей при проектировании тормозной системы автомобиля с АБС.

Ключевые слова: виртуально-физическая технология моделирования, автомобиль, автоматизированная тормозная система, проектирование.

The article deals with the general principles of the semi-realistic models of the design of the brake system of a vehicle with ABS

Keywords: virtually-physical technology modeling, vehicles, automated breaking system, verification, develop.

При моделировании, для решения задач формирования на стадии проектирования основных эксплуатационных свойств автомобиля в режиме торможения: устойчивости, эффективности замедления и управляемости движения необходимо по возможности близко отразить реальную картину протекания рабочих процессов в системе «Автомобиль – Водитель – Дорога» (А-В-Д). В этой системе объединены в едином процессе как механические перемещения масс (подрессоренных и неподрессоренных), так и физические процессы, сопровождающие работу различных систем автомобиля и влияющие на характеристики его движения (взаимодействие колеса с дорогой, гидродинамические процессы в тормозной системе, поворот управляемых колес при управляемом движении и т. п.).

При системном исследовании общего случая поведения автомобиля в режиме торможения необходимо принять единую методику описания взаимодействия различных частей изучаемой системы А-В-Д., которая отражена на рис. 1.

Наиболее сложным в системе А-В-Д является подсистема «Автомобиль». Каждый модуль этой подсистемы совершает определенные преобразования величин и, следовательно, характеризуется входными и выходными параметрами. В этой связи на рис. 2 отдельно представлена структурная схема взаимосвязи моделей модулей в подсистеме «Автомобиль».

Как видно из приведенной схемы, все модули можно расположить с некоторым приоритетом. Наивысший приоритет имеют модули «Колесо» и «Кузов», поскольку без них в принципе невозможно смоделировать движение автомобиля. Второй приоритет значимости имеет модуль «Тормозная система», которая в соответствии со сформулированной выше целью, необходима для моделирования торможения автомобиля.

Третий приоритет значимости имеют модули, направленные на уточнение модели или решение каких-либо подзадач (модули «Подвеска», «Рулевое управление», «Трансмиссия»).

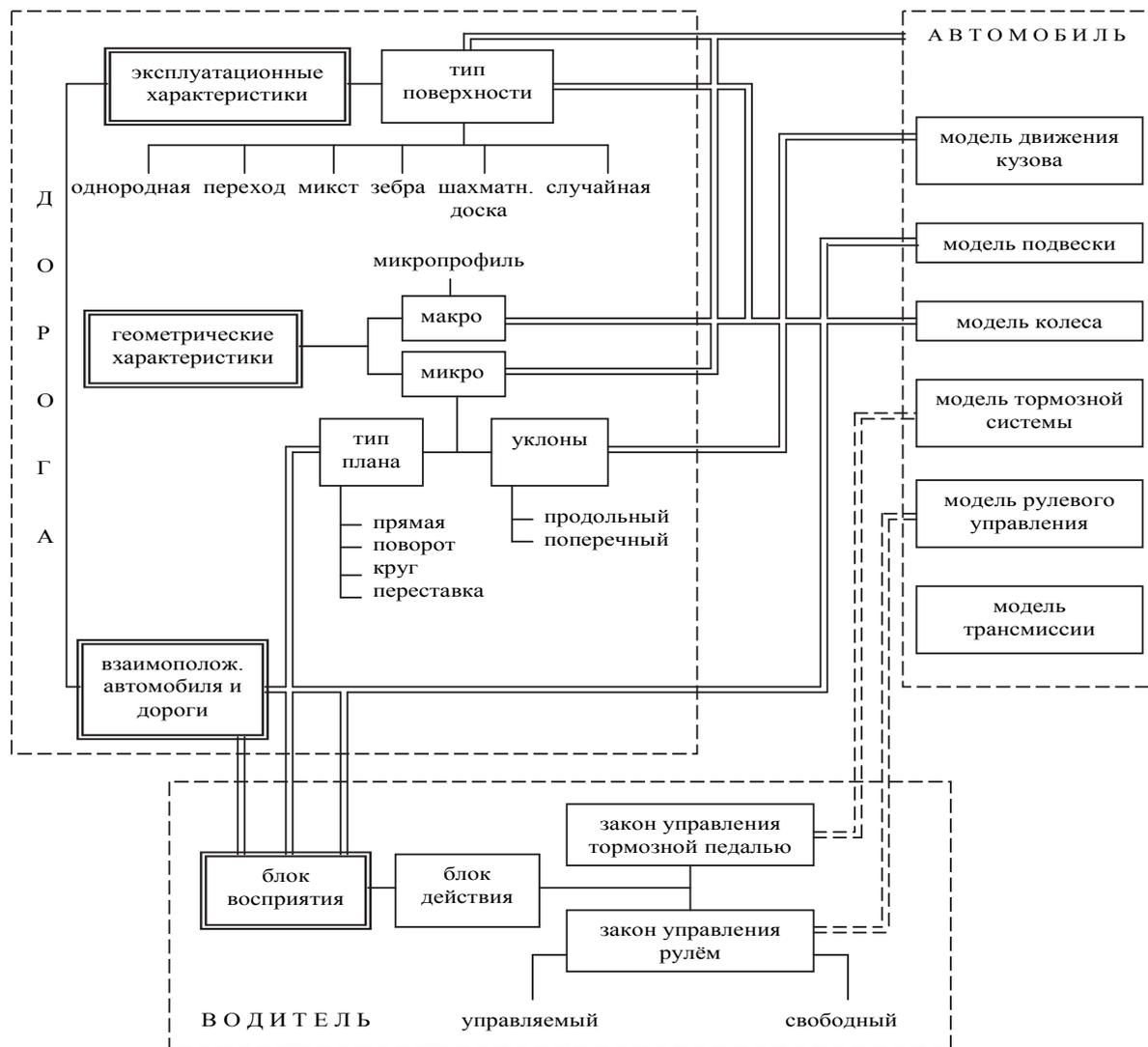


Рис. 1. Схема взаимосвязи моделей подсистем «Автомобиль», «Водитель», «Дорога» и их основные элементы:
 — связи, накладываемые подсистемой «Автомобиль»;
 - - - - - связи, накладываемые подсистемой «Дорога»;
 === связи, накладываемые подсистемой «Водитель»

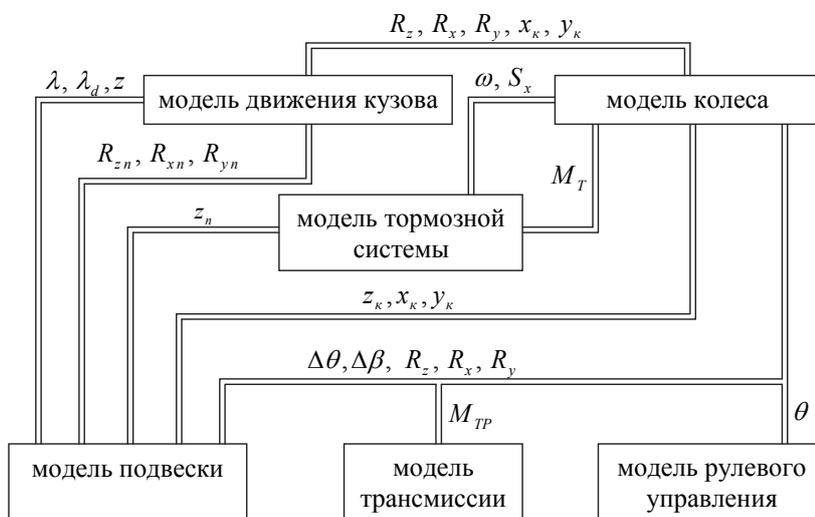


Рис. 2. Схема взаимодействия моделей модулей в подсистеме «Автомобиль» в общем случае торможения

Такое расположение модулей в подсистеме «Автомобиль», когда в первую очередь обрабатываются модули, имеющие наивысший приоритет, позволяет уже на ранних стадиях моделирования обнаруживать невозможность решения задачи, недостаточность связей с другими модулями или нехватку исходных данных. Кроме того, такое разбиение подсистемы «Автомобиль» минимизирует число взаимодействий между модулями, что наилучшим образом сказывается на скорости решения модели на ЭВМ.

Предлагаемый модульный принцип составления математической модели подсистемы «Автомобиль» позволяет совершенствовать модель итерационным методом, который дает возможность добавлять или убирать блоки, изменять их математическое наполнение, сохраняя при этом состав формальных связей для полного описания объекта. Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока для решения задачи не получена модель, которую можно считать наиболее полно отражающей физические и временные процессы, протекающие в реальных объектах.

Эффективная работа математической модели возможна только при наличии надежных исходных параметров. В противном случае усложнение модели может привести к обратному результату – снижению ее достоверности. В нашем случае, при моделировании динамики торможения автомобиля с АБС такими данными являются параметры самого автомобиля (геометрические, весовые и инерционные), колес, тормозной системы, рулевого управления, подвески, трансмиссии, водителя и дороги.

При проектировании АБС от начальных конструкторских работ до запуска в серию разработчикам в первую очередь приходится решать следующие типы основных задач:

- Задача формирования алгоритма затормаживаемого колеса и подбор характеристик модулятора;

- Выбор структуры управления и ее оптимизация, с учетом действий водителя-оператора.

- ✓ *Задача формирования алгоритма работы системы*

Исследованиями Е.В.Герца, Г.В. Крейнина, Н.Ф. Метлюка, В.П. Автушко и др. установлено, что для описания режима течения жидкости или газа в тормозной магистрали и модуляторе АБС необходимо знание большого числа параметров, которые на стадии проектирования за-

частую невозможно получить с требуемой точностью. Вместе с тем, динамика процессов взаимодействия эластичного колеса с поверхностью дороги достаточно хорошо описана математически. Наиболее эффективным выходом из сложившейся ситуации является применение Виртуально-физического моделирования (ВФТМ), когда часть объекта исследования представлена в виде реального агрегата (часто опытного образца), что позволяет конструктору осуществить оперативную проверку принятых решений еще на стадии отладки и доводки системы.

Поэтому при решении задач оптимизации рабочих процессов автоматизированных тормозных систем и исследования динамичности автомобиля в режиме торможения в целом целесообразно магистрали тормозного контура вместе с модуляторами АБС и рабочими цилиндрами (включая податливость шлангов и жесткость системы «колодка-барабан») представлять натурным объектом с физической моделью, при условии сохранения геометрии магистралей и местоположения исследуемых агрегатов. Тогда шасси автомобиля, тормозной механизм, рулевое управление, подвеску, пару «шина – дорога» и т. п. представляется в виде математической модели на управляющем вычислительном комплексе. Однако, при использовании комплексной технологии моделирования необходимо выполнить одно из важнейших требований – обеспечить работу в реальном масштабе времени. На первом этапе при решении сравнительно простых задач возможен выбор управляющих ЭВМ на основе применения аналоговых вычислительных машин, которые обладают свойством работы в реальном масштабе времени. Проведенные в ВолгГТУ исследования [1] с использованием ЭМУ-10 и АВК-31М показали, что результаты стендовых исследований полностью отражают физическую картину процесса торможения и дают хорошую сходимость по конечным значениям параметров, что подтвердило возможность дальнейшего их использования в исследованиях комплексной моделирующей установки.

Однако, усложнение математического описания различных элементов автомобиля обусловило необходимость применения современных ПК, при этом необходимо обеспечить важнейшее его свойство – работу в реальном масштабе времени. Без выполнения последнего невозможно применение комплексной технологии моделирования. При использовании циф-

ровой вычислительной машины данное требование достигается при выполнении следующего неперемного условия: время расчета процесса должно быть меньше времени его реального протекания.

Практика применения Виртуально-физической технологии моделирования (ВФТМ) в ВолгГТУ показало, что используя системное проектирование и моделирование, возможно построение стендов, объединяющих новые и существующие механические, гидравлические и электрические исполнительные устройства и датчики [1, 2, 3, 7].

Виртуально-физическое моделирование особенно эффективно на данном этапе проектирования, когда реальный объект еще не построен.

На рис. 3 показан пример реализованного стенда для решения задач формирования и оптимизации алгоритма работы Электрогидравлической тормозной системы (ЭГТС) [8, 9, 11].



Рис. 3. Стенд для испытания ЭГТС (для одного контура колеса)

Следующей задачей, которую приходится решать конструкторам является – Задача выбора структуры управления.

Выбор и оптимизация структуры управления может реализовываться на модели класса «шасси». При этом разработчики могут использовать виртуально-физическое моделирование для расширения возможностей испытания ходовой части и электронных автомобильных систем, отвечающих жестким требованиям сертификации по работоспособности и безопасности. Проводить моделирование всей системы, объединяющей несколько различных подсистем, и анализировать ее работоспособность в слишком опасных или дорогих для проведения натурального тестирования условиях и средах [13].

Виртуально-физическое моделирование особенно эффективно на данном этапе проектирования, поскольку требования безопасности и быстродействия обязывают тестировать систему до привлечения людей к ее реализации и необходимо свести к минимуму время простоя реального объекта.

В зависимости от целей исследования математические модели шасси могут принимать различную конфигурацию. В ВолгГТУ созданы математические модели шасси следующих типов АТС: двухосный, трехосный, седельный и прицепной автопоезд. Практика показала необходимость для решения задачи выбора структуры управления помимо традиционных, учета следующих физических процессов: гироскопических моментов управляемых колес при их самоповороте и фединг эффекта в тормозном механизме при действии АБС, гистерезиса и инерционности тормозного механизма при отладке алгоритма.

Стенд представленный на рис. 4 реализован в лаборатории Туринского политехнического института (*Politecnico di Torino, Torino, Italy*) в результате научного сотрудничества исследовательских групп ВолгГТУ и ТПИ, наглядно иллюстрирует возможность решения задач класса шасси. Данный стенд базируется на агрегатах *Alfa-Romeo 157 mod.* и позволяет проводить испытания полнокомплектных систем активной безопасности, как *ABS*, так и *ESP*.

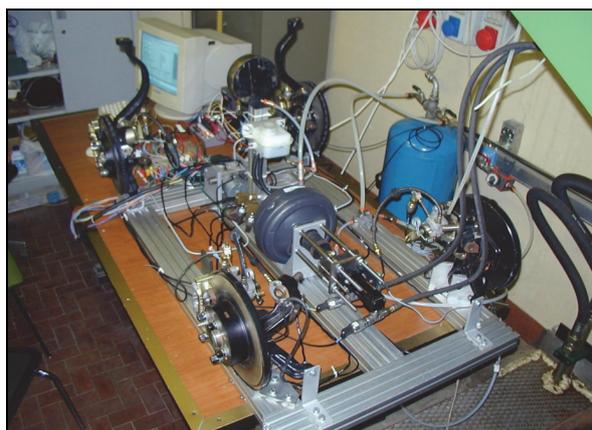


Рис. 4. Внешний вид стенда для испытаний систем активной безопасности

При проведении испытаний использовались различные технические решения подключения блоков. Так, для верификации работы стенда использовалась электронная начинка блоков *Bosch ABS 5.3* и *Bosch ESP 5.7*, а для отработки собственных алгоритмов использовалось непо-

средственное подключение к клапанам гидроблока [3, 12], Это позволило снизить объем дорожных испытаний систем активной безопасности, объединяющих несколько подсистем.

Однако, оптимизация структуры управления невозможна без учета действий водителя по коррекции направления движения. Т.о. третьей задачей является Задача оптимизации структуры управления учитывающая взаимодействие системы «человек–машина»

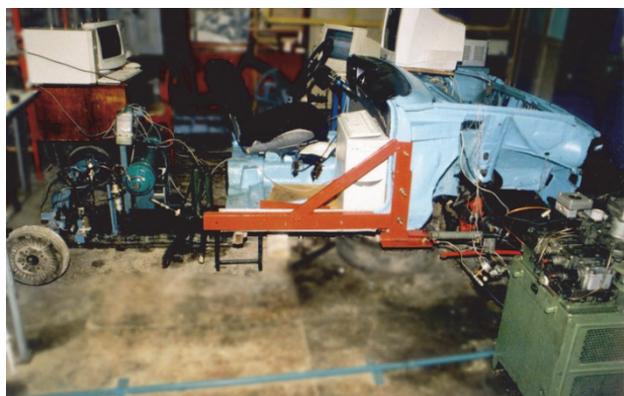
Виртуально-физическое моделирование особенно эффективно для ее решения на данном этапе проектирования, поскольку требования безопасности и быстродействия обязывают тестировать систему до привлечения людей к

ее реализации, необходимо свести к минимуму время простоя реального объекта и необходимо протестировать систему в закритических состояниях, которые физически сложно и небезопасно воспроизвести. На рис. 5 показан пример реализации стенда для решения задач класса «шасси+водитель».

Решение данной задачи возможно за счет расширения возможностей стендового оборудования средствами:

✓ Обеспечивающими визуализацию процесса движения воспринимаемую реальным водителем;

✓ Реализацией каналов тактильной информации передаваемой водителю.



а



б

Рис. 5. Стенд для решения задач класса «шасси+водитель»:
а – общий вид, б – в ходе эксперимента

Оперативное создание прототипов обеспечивает разработчикам систем управления и обработки данных быстрый и недорогой способ испытания проекта на ранних стадиях разработки и анализа с целью выбора наилучшего решения. В зависимости от решаемых задач производится подбор реализуемых функциональных блоков (рис. 6).

Реализация Виртуально-физической технологии моделирования, позволяет автоматизировать многие задачи, предоставляя возможность:

- Осуществлять аппаратное тестирование новых систем активной безопасности и алгоритмов в режиме реального времени
- Создавать альтернативные варианты проекта в кратчайшие сроки
- Уделять больше времени оптимизации системы.

Подтвердить, что разработка будет работать в реальных условиях, можно на ранних этапах при помощи Виртуально-физического моделирования. Проверка производится на аппаратуре,

работающей в реальном времени. При этом можно быстро уточнять и модифицировать проект до тех пор, пока не будет достигнут желаемый результат.

Данные Виртуально-физического моделирования помогают настроить параметры модели, применить численную оптимизацию, исследовать сценарии альтернатив для полосы пропускания контроллера, проверить чувствительность разработки и изучить другие факторы. Применение данного метода также позволяет сравнивать различные реализации систем управления на разных платах, анализировать разработку и оценивать компромиссы. Таким образом, разработчики смогут убедиться в том, что встраиваемая система работает именно так, как и планировалось, перед ее финальной реализацией.

Создавая систему для Виртуально-физического моделирования, разработчик может выбирать подходящее оборудование из сотен различных наименований от ведущих производи-

телей. Разработчик абсолютно свободен в выборе плат ввода/вывода, мощности процессора,

типа исполнения и других особенностей среды итеративной разработки.

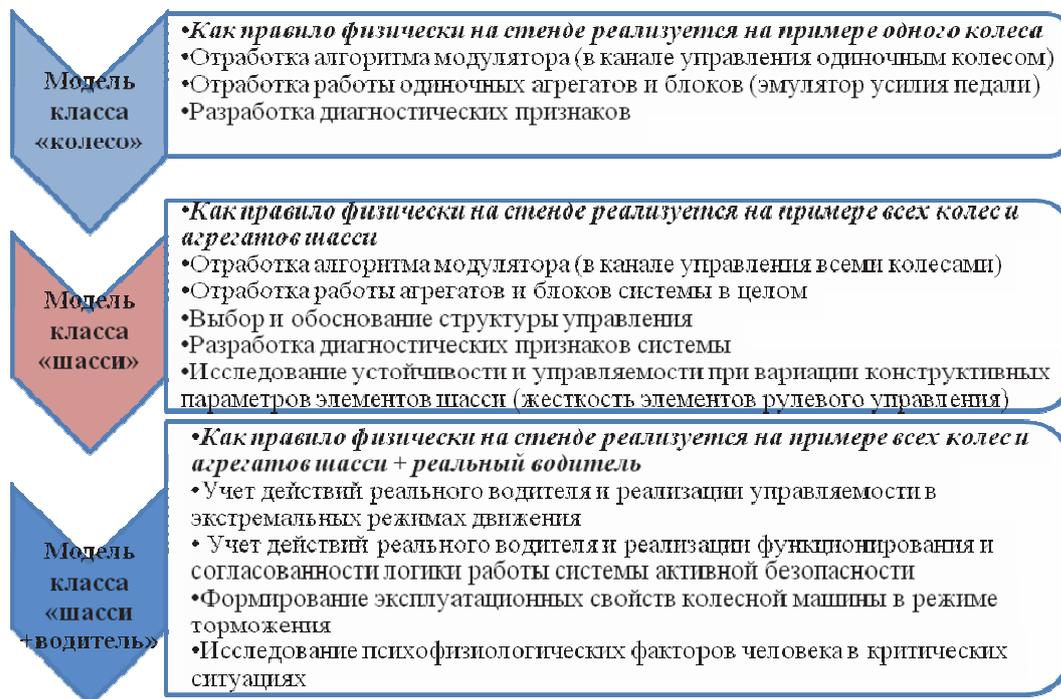


Рис. 6. Принципы подбора и реализации функциональных блоков в зависимости от решаемых задач

Эти стенды, объединяющие несколько подсистем, позволяют выполнять следующие задачи:

- разрабатывать и тестировать ходовую часть и системы управления безопасностью без дорогостоящих дорожных испытаний транспортных средств;
- разрабатывать и проверять алгоритмы с помощью моделей на более ранних этапах разработки;
- осуществлять быстрое прототипирование алгоритмов контроллеров;
- осуществлять программно-аппаратное моделирование электрических и механических компонентов.

Технологии проверки и подтверждения, используемые в процессе разработки, позволяют выявлять ошибки на ранних этапах проектирования. Большинство ошибок возникает на этапе формирования первичной спецификации, однако проявляются только при тестировании. Используя модели для виртуального тестирования на ранних этапах проектирования, специалисты могут сократить время разработки до 50 %.

Операции проверки, подтверждения и тестирования можно выполнять на всех этапах процесса проектирования на основе модели.

Виртуально-физическая технология моде-

лирования (ВФТМ) позволяет решить вышеописанные проблемы возникающие перед конструкторами и испытателями новых систем [2, 3, 4, 5, 6, 10]. На рис. 7 представлен V-цикл проектирования системы активной безопасности, с учетом возможности использования современных методов проектирования и проведения испытаний.

На этапе проектирования и расчета системы, а в последствии и конкретного модуля максимально облегчить труд позволяют программные пакеты математического моделирования (ММ).

На этапе проверки, контроля и испытаний, возможно широкое применение Виртуально-физической технологии моделирования (ВФТМ). Данная технология позволяет совмещать натурные агрегаты систем с математическим описанием динамики протекающих процессов и явлений. При этом управление физическим объектом, как и расчет модели, ведется в реальном масштабе времени. Если, допустим на этапе верификации системы была найдена ошибка, то возможно провести быстрое прототипирование и применить ВФТМ скорректировав спецификацию системы, что не вызывает значительных задержек при проектировании и проблема может быть решена локально.

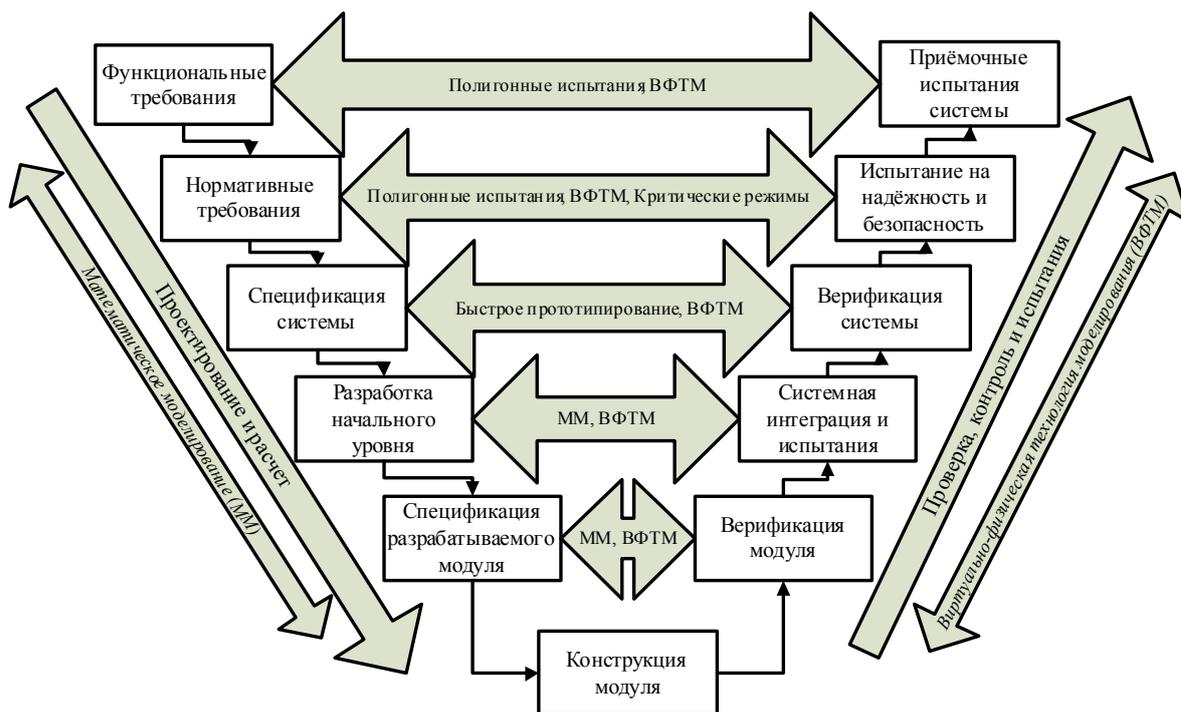


Рис. 7. V-цикл проектирования системы активной безопасности

Использование прототипов для ранней верификации разработки системы дает пользователю возможность протестировать, оптимизировать и проверить разработанные алгоритмы на аппаратном обеспечении перед началом производства. Ранняя проверка посредством Виртуально-физического моделирования позволяет резко сократить время разработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ревин, А.А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения: монография / А.А. Ревин; ВолгГТУ. – Волгоград: РПК "Политехник", 2002. – 372 с.
2. Дыгало, В.Г. Виртуально-физическая технология лабораторных испытаний систем активной безопасности автотранспортных средств: монография / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2006. – 316 с.
3. Дыгало, В.Г. Технологии испытания систем активной безопасности автотранспортных средств: монография / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин. – М.: Машиностроение, 2012. – 387 с.
4. Ревин, А.А. Виртуальные испытания в цикле проектирования автоматизированных тормозных систем / А.А. Ревин, В.Г. Дыгало // Наука - производству. – 2005. – №1. – С. 43–47.
5. Исследование свойств активной безопасности транспортных средств методом имитационного моделирования / А.В. Тумасов, А.М. Грошев, С.Ю. Костин, М.И. Саунин, Ю.П. Трусов, В.Г. Дыгало // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. – № 2. – С. 34–37.
6. Ревин, А.А. Комплексное моделирование в цикле проектирования автомобилей и их систем / А.А. Ревин, В.Г. Дыгало // Автомобильная промышленность. – 2002. – №11. – С. 29–30.
7. Дыгало, В.Г. Оценка адекватности при моделировании тормозной динамики автомобиля с АБС / В.Г. Дыгало, В.В. Котов, А.А. Ревин // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 12. – С. 16–18.
8. Дыгало, В.Г. Разработка алгоритма управления двухпозиционными клапанами для электрогидравлической тормозной системы колесной машины методами виртуально-физической технологии моделирования / В.Г. Дыгало // Вестник Академии военных наук. – 2011. – № 2 (спецвыпуск). – С. 118–122.
9. Стенд для комплексных лабораторных испытаний ЭГТС / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин, А. Сорниотти, М. Веллардокиа // Автомобильная промышленность. – 2006. – №3. – С. 34–36.
10. Дыгало, В.Г. Виртуально-физическая технология моделирования в V-цикле при проектировании систем активной безопасности / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 5: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – № 2. – С. 35–38.
11. Дыгало, В.Г. Разработка алгоритма управления двухпозиционными клапанами для электрогидравлической тормозной системы методами виртуально-физической технологии моделирования / В.Г. Дыгало // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 3: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 37–40.
12. Дыгало, В.Г. Разработка устройства имитации сигналов колесных датчиков системы активной безопасности / В.Г. Дыгало // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 5: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – № 2. – С. 32–35.
13. Фадин, А.М. Методика оценки алгоритмов управления автомобилем в автоматическом режиме / А.М. Фадин, А.М. Иванов, С.С. Шадрин // Вестник МАДИ. – 2013. – Вып. 3(34). – С. 3-7.

УДК 629.113-592.2

Е. И. Железнов, Р. Е. Железнов

ОСОБЕННОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗВЕНЬЕВ МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЕЗДА С АКТИВНЫМ ПРИЦЕПОМ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: DrSpeer@mail.ru)

В статье приведены результаты исследования динамического взаимодействия звеньев малотоннажного автопоезда с активным прицепом при торможении.

Ключевые слова: малотоннажный автопоезд, тягач, прицеп, сцепное устройство.

This article presents some results of research of the influence of constructive and operational factors on the dynamical interaction of the low-tonnage road train links under braking.

Keywords: low-tonnage road train, tractor, trailer, coupling device.

Выпускаемые в настоящее время одноосные прицепы предназначены, в основном, для эксплуатации с легковыми автомобилями. Для них характерны небольшая грузоподъемность (до 200 – 300 кг) и отсутствие рабочей тормозной системы, а для их буксировки применяются жесткие сцепные устройства (СУ) «шарового» типа. Проведенные в ВолгГТУ исследования [1], показали, что оборудование прицепа рабочей тормозной системой, позволит на 20 – 25 % сократить тормозной путь автопоезда (АП), в 3 – 3,5 раза снизить величину динамических нагрузок в СУ и в 2 – 2,5 раза увеличить его грузоподъемность. За рубежом широкое распростра-

нение получила инерционная тормозная система (ИТС), которая использует для торможения прицепа инерцию его наката на тягач. При этом тормозная сила $P_{тп}$ на оси прицепа и усилие в сцепке P_k функционально связаны между собой соотношением $P_{тп} = i_0 P_k$, где i_0 – силовое передаточное число ИТС. При некоторых условиях наличие такой взаимосвязи может привести к появлению интенсивных относительных колебаний звеньев [2] и к росту динамических нагрузок в СУ автопоезда. На рис. 1, в качестве примера, приведены графики, характеризующие изменение сил P_k и $P_{тп}$ в процессе торможения малотоннажного АП с прицепом, оборуду-

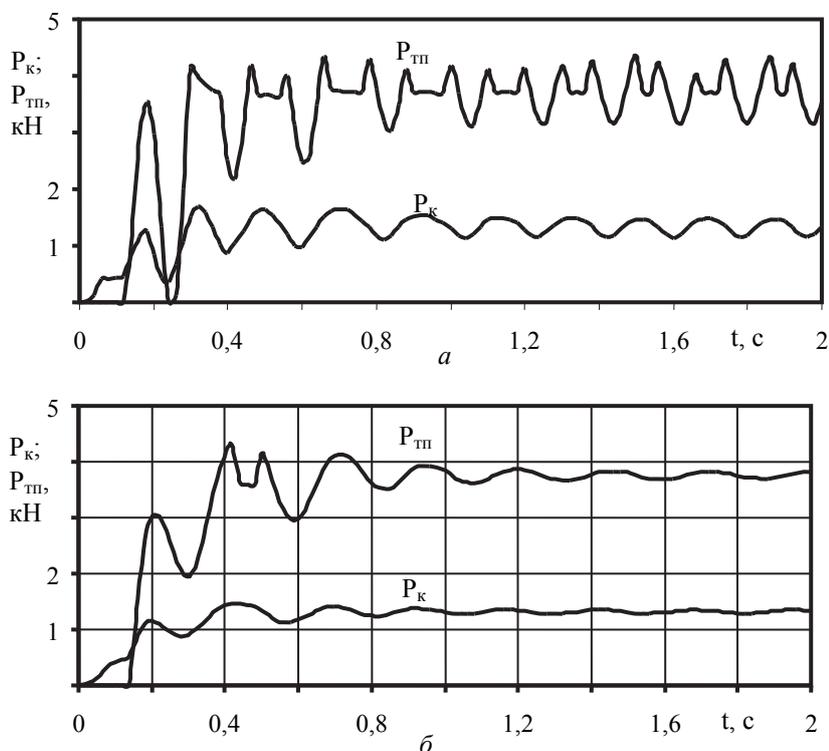


Рис. 1. Изменение усилия в сцепке P_k и тормозных сил $P_{тп}$ на колесах прицепа при торможении малотоннажного АП с ИТС:

а – СУ «шарового типа»; б – СУ с упругодемпфирующей связью ($C_{сш} = 150$ кН/м, $\eta_{сш} = 4,5$ кНс/м)

дованным ИТС, и различными СУ. Как видно (см. рис. 1, а), в случае применения жесткого СУ процесс взаимодействия звеньев АП при торможении имеет колебательный характер и стремится к некоторому стационарному режиму – режиму автоколебаний, при котором изменение усилия в сцепке P_k приводит к изменению тормозных сил $P_{тп}$ на колесах прицепа, что, в свою очередь, оказывает влияние на величину P_k и далее этот процесс повторяется до полной остановки АП. Автоколебания могут происходить без блокирования колес прицепа и с периодическим их блокированием, как в рассмотренном выше примере.

В данной автоколебательной системе источником энергии является затормаживаемый прицеп; основную колебательную систему образуют СУ и устройство управления ИТС, включающие в себя упругие и демпфирующие элементы, а роль «обратной связи» выполняет тормозной привод прицепа, который реализует приведенную выше зависимость между P_k и $P_{тп}$.

В автоколебательных системах параметры колебаний определяются параметрами самой системы. Приведенный на рис. 1, б график показывает, что изменение конструкции сцепки, например, применение в ней упругих и демпфирующих элементов, позволяет оптимизировать процесс торможения прицепа и снизить уровень нагрузок в СУ.

$$P_{км} = 2981,7 + 775,6x_1 - 83,7x_2 + 344,7x_3 + 395,6x_4 - 307,1x_5 - 113,1x_1x_2 - 32,8 \times \\ \times x_1x_3 + 111,2x_1x_4 - 151,3x_1x_5 + 30,5x_2x_3 - 61,6x_2x_4 + 80,9x_2x_5 + 32,6x_3x_4 - \\ - 28,5x_3x_5 - 85,1x_4x_5 - 116,4x_1^2 + 19,3x_2^2 + 105,5x_3^2 - 43,4x_4^2 + 107,4x_5^2; \\ \sigma_p = 422,2 + 181,8x_1 - 79,9x_2 + 60,8x_3 + 15,2x_4 - 80,5x_5 - 41,5x_1x_2 + 9,7x_1x_3 + \\ + 2,4x_1x_4 - 35,0x_1x_5 + 11,0x_2x_3 - 57,3x_2x_4 + 57,0x_2x_5 + 2,3x_3x_4 - 6,5x_3x_5 - \\ - 13,5x_4x_5 + 2,8x_1^2 + 46,0x_2^2 + 27,1x_3^2 + 18,4x_4^2 + 20,4x_5^2;$$

где x_1 – масса прицепа, $M_{п}$; x_2 – силовое передаточное число ИТС, i_0 ; x_3 – зазор в СУ, ξ_x ; x_4 – коэффициент жесткости упругого элемента сцепки, $C_{сц}$; x_5 – коэффициент неупругого сопротивления сцепки, $\eta_{сц}$.

Анализ коэффициентов регрессии уравнений показал, что по силе влияния на величину $P_{км}$ факторы располагаются в следующем порядке: $M_{п}$, $C_{сц}$, ξ_x , $\eta_{сц}$, i_0 , а на величину σ_p – $M_{п}$, $\eta_{сц}$, i_0 , ξ_x , $C_{сц}$. Причем влияние массы $M_{п}$, которая в зависимости от загрузки прицепа может существенно изменяться, значительно превосходит влияние остальных факторов. С увеличением $M_{п}$ величины $P_{км}$ и σ_p растут (рис. 2),

Как известно [3], величина нагрузок в СУ зависит от конструктивно-эксплуатационных факторов, к числу которых относятся: масса прицепа $M_{п}$, интенсивность торможения звеньев АП, жесткость $C_{сц}$ упругой связи, демпфирующее сопротивление $\eta_{сц}$ и величина зазора ξ_x в сцепном узле. С целью оценки влияния этих факторов на величину и характер изменения нагрузок в СУ малотоннажного АП при торможении были проведены расчетные исследования с помощью описанной в работе [1] математической модели. В качестве объекта исследования был принят малотоннажный АП на базе тягача, с параметрами автомобиля УАЗ-3741 и одноосного прицепа, оборудованного ИТС. Результаты расчетов были обработаны с помощью методов теории эксперимента и представлены в виде уравнений и графиков, отражающих влияние, как одиночных факторов, так и их взаимодействий на оценочные показатели, в качестве которых приняты: максимальная величина $P_{км}$ и среднее квадратическое отклонение σ_p усилия в сцепке.

Ниже в качестве примера приведены результаты расчетов для случая торможения исследуемого АП с начальной скорости $v_0 = 70$ км/ч на дороге с коэффициентом сцепления $\phi_x = 0,7$. Рассмотрим их.

что связано во-первых, с усилением наката прицепа на тягач (увеличение $P_{км}$), а во-вторых, с повышением интенсивности относительных колебаний звеньев (увеличение σ_p).

С увеличением зазора ξ_x и жесткости $C_{сц}$ упругого элемента нагрузки в сцепке также возрастают, а относительные колебания звеньев усиливаются и наоборот увеличение коэффициента демпфирования $\eta_{сц}$ и интенсивности торможения прицепа (рост i_0) приводит к снижению величин $P_{км}$ и σ_p .

Значительное влияние на величину оценочных показателей оказывают парные взаимодействия факторов, и в первую очередь, с $M_{п}$ и i_0 .

Учитывая заявленную направленность работы, ограничимся анализом взаимного влияния па-

раметров сцепки ($\xi_x, C_{сц}, \eta_{сц}$) и ИТС (i_0) на оценочные показатели.

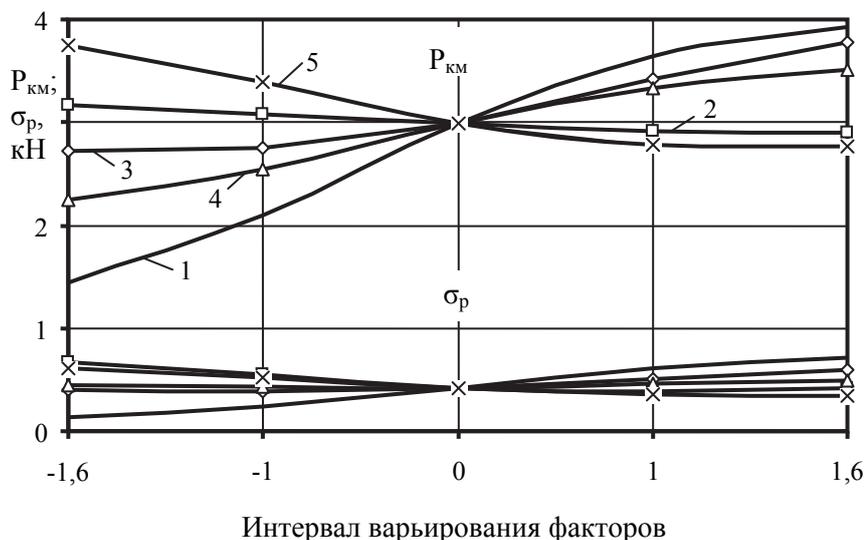


Рис. 2. Влияние одиночных факторов на величину оценочных показателей:
1 – $M_{ш}$; 2 – i_0 ; 3 – ξ_x ; 4 – $C_{сц}$; 5 – $\eta_{сц}$

Как видно (рис. 3, а и 4, а), увеличение зазора ξ_x при любых значениях i_0 приводит к росту динамических нагрузок в СУ. Причем с увеличением i_0 влияние зазора усиливается. Так, при $x_2 = -1,6$ ($i_0 = 2,1$) изменение ξ_x с 0 до 0,02 м сопровождается ростом $P_{км}$ в 1,3 раза и σ_p в 1,2 раза, а при $x_2 = 1,6$ ($i_0 = 8,5$) в 1,5 и 1,7 раза

соответственно. Расчеты показали, что усиление влияния зазора с увеличением i_0 происходит в результате блокирования колес прицепа и усиления относительных колебаний звеньев АП. Наибольших значений ($P_{км} = 3,9$ кН, $\sigma_p = 0,8$ кН) оценочные показатели достигают при $x_2 = -1,6$ и $x_3 = 1,6$.

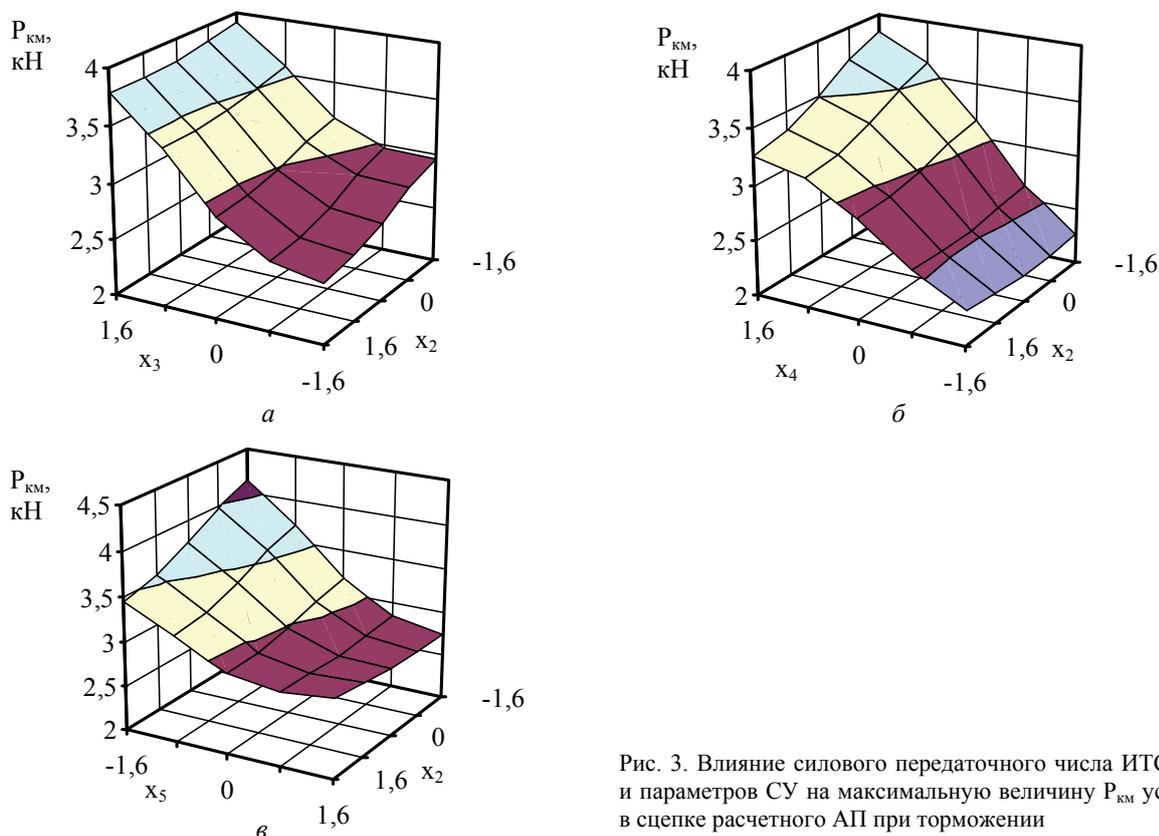


Рис. 3. Влияние силового передаточного числа ИТС (x_2) и параметров СУ на максимальную величину $P_{км}$ усилия в сцепке расчетного АП при торможении

Влияние взаимодействия x_2x_4 ($i_0C_{сц}$) на величину и характер изменения оценочных показателей более весомо, это следует из анализа коэффициентов регрессии, но и более противоречиво (рис. 3, б и 4, б). С увеличением жесткости $C_{сц}$ упругого элемента сцепки величина $P_{км}$ монотонно растет при любых i_0 (см. рис. 3, б) и достигает максимального значения $P_{км} = 3,84$ кН при $x_4 = 1,6$ ($C_{сц} = 300$ кН/м). Характер влияния $C_{сц}$ на величину σ_p зависит от i_0 (см. рис. 4, б). При малых значениях i_0 ($x_2 < 0$) изменение $C_{сц}$ с 50 до 300 кН/м приводит увеличению величины σ_p в 1,6 раза, что говорит о значительном усилении колебаний в СУ. При $x_2 > 0$ ($i_0 > 5,3$) изменение $C_{сц}$ в тех же пределах приводит уже к снижению величины σ_p в 1,7 раза.

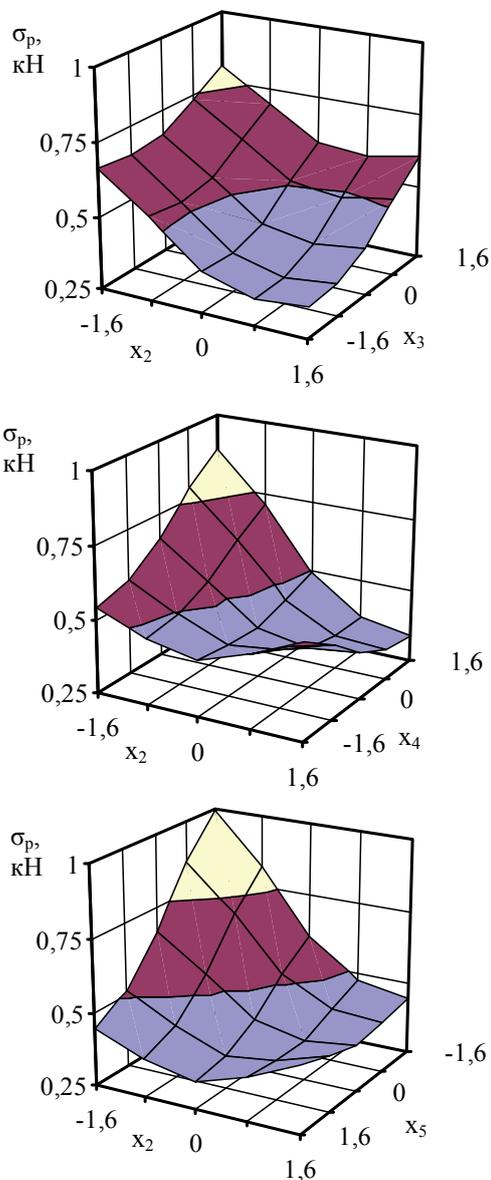


Рис. 4. Влияние силового передаточного числа ИТС (x_2) и параметров СУ на среднее квадратическое отклонение σ_p усилия в сцепке расчетного АП при торможении

В свою очередь характер влияния i_0 на оценочные показатели зависит от жесткости СУ. Так, при $C_{сц} < 175$ кН/м ($x_4 < 0$) изменение i_0 в интервале $[2,1; 8,5]$ практически не влияет величину $P_{км}$, а изменение $\sigma_p = f(i_0, C_{сц})$ имеет экстремальный характер, при котором (см. рис. 4, б) отклонение i_0 в ту или иную сторону от некоторого оптимального значения приводит к увеличению показателя. При $C_{сц} \geq 175$ кН/м ($x_4 \geq 0$) изменение i_0 в указанных выше пределах сопровождается монотонным ростом $P_{км}$ и таким же снижением величины σ_p .

Влияние взаимодействия x_2x_5 ($i_0\eta_{сц}$) на оценочные показатели по силе наиболее весомо (см. уравнения регрессии), а по характеру подобно влиянию x_2x_4 с учетом «полярности» изменения параметров $C_{сц}$ и $\eta_{сц}$. Так, при $x_2 \leq 1$ ($i_0 \leq 7,3$) увеличение коэффициента $\eta_{сц}$ приводит к монотонному снижению величин $P_{км}$ (рис. 3, в) и σ_p (рис. 4, в), а при $x_2 > 1$ к их небольшому росту, вследствие блокирования колес прицепа. Изменение оценочных показателей в функции i_0 имеет экстремальный характер, наиболее отчетливо видимый на графике $\sigma_p = f(i_0, C_{сц})$. В целом же применение демпфера в СУ оказывает однозначно положительное влияние на динамику взаимодействия звеньев АП в процессе торможения.

Таким образом, проведенные исследования показали, что малотоннажный АП с прицепом, оборудованным ИТС, при торможении является потенциально автоколебательной системой, в которой в зависимости от соотношения параметров сцепного устройства и инерционной тормозной системы, могут происходить как автоколебания, так и затухающие колебания прицепа относительно тягача. Поэтому при проектировании указанных систем необходимо учитывать их взаимное влияние на процесс движения АП и так выбирать конструктивные параметры, чтобы исключить появление автоколебаний прицепа при торможении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Железнов Е. И. Повышение тормозных свойств малотоннажных автопоездов: монография / Е. И. Железнов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2000. – 144 с.
2. Железнов Е. И. Влияние динамических процессов на распределение тормозных сил между осями малотоннажного автопоезда / Е. И. Железнов, Е. Ю. Липатов // Наземные транспортные системы: Межвуз. сб. науч. тр. / ВолгГТУ. – Волгоград, 1999. – С. 125 - 128
3. Шуклин М. М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей: Конструкция, теория, расчет/М. М. Шуклин. – Л.: Машиностроение, 1961. – 217 с.

УДК 629.113.001

И. С. Жуков, А. А. Ревин

**СПОСОБЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОЛНОЙ РАБОТЫ ТОРМОЖЕНИЯ,
ОСУЩЕСТВЛЯЕМОЙ ТОРМОЗНЫМ МЕХАНИЗМОМ АВТОМОБИЛЯ С АБС**

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ilya.zhukov@rambler.ru, revin@vstu.ru)

Рассмотрены особенности определения полной работы, осуществляемой тормозами автомобиля. Выведены основные закономерности ее составляющих.

Ключевые слова: полная работа торможения, АБС, автотранспортное средство, тормозной механизм, средняя температура, путь трения.

The paper describes the features of determining the total work carried out brakes car. We derive basic patterns its components.

Keywords: the total work of braking, ABS, vehicle, brake gear, average temperature, friction path.

Увеличение доли выпускаемых производителями автомобилей с АБС при использовании традиционных элементов тормозных систем базовых моделей ставит вопрос о тепловой нагруженности тормозных механизмов, поскольку в отличие от традиционного способа торможения юзом основная часть кинетической энергии автомобиля гасится за счет трения в тормозах, что неизбежно приведет к увеличению температуры их нагрева. Следовательно, несмотря на развитие технологий проектирования и расчета, оценка вероятности возможного отказа тормозов автомобиля в процессе эксплуатации по причине феттинга является актуальной задачей. При этом важно, чтобы при проектировании тормозных механизмов автомобилей с АБС производители имели возможность оценивать эффективность их работы. Для этого необходимо иметь расчетные методики, позволяющие анализировать такие рабочие характеристики как: изменение в процессе торможения момента трения, температуры поверхности тормозных дисков, скорости и продолжительности торможения, а также поглощаемой мощности и тормозного момента в зависимости от физико-механических и теплофизических свойств материалов фрикционной пары, а также конструктивных, силовых и кинематических параметров тормоза.

Для определения теплотехнических параметров тормозного механизма необходимо оценить какая часть работы совершается тормозными механизмами. Так, расчет средней температуры фрикционных элементов в процессе торможения представляет большой интерес при оценке температурного режима работы тормоза и может быть особенно полезен в случаях, когда непосредственный замер температур в реальных точках контакта и поверхности трения в целом затруднен.

Величину средней температуры в процессе кратковременного торможения, без учета теплоотдачи в окружающую среду, можно определить по зависимости, полученной профессором А. В. Чичинадзе [1]

$$g^* = \frac{W_{Т.П.}(1 - \alpha''_{Т.П.})b_1}{\lambda_1 A_{a1} t_T} \left[\frac{1}{3} \tau_N + \tau_W F_{01} \right], \quad (1)$$

где $W_{Т.П.}$ – полная работа торможения; $\alpha''_{Т.П.}$ – коэффициент распределения тепловых потоков; A_{a1} – номинальная площадь трения; t_T – продолжительность торможения; $\lambda_{1,2}$ – коэффициент теплопроводности; τ_N, τ_W – временные характеристики мощности и работы; F_{01} – числа Фурье фрикционных элементов.

В свою очередь, коэффициент распределения тепловых потоков может быть найден по зависимости

$$\alpha''_{Т.П.} = 1 / \left[1 + \frac{b_1 \lambda_2}{b_2 \lambda_1} \left(\frac{\frac{1}{3} \tau_N + F_{O2} \tau_W}{\frac{1}{3} \tau_N + F_{O1} \tau_W} \right) \right], \quad (2)$$

где $b_{1,2}$ – толщина фрикционных элементов.

В этой связи возникает необходимость в достаточно точном определении полной работы торможения, совершаемой тормозным механизмом. Для определения последней необходимо нахождение величины тормозной силы на диске и длина пути трения тормозного диска. Существует несколько подходов для определения тормозной силы. Рассмотрим некоторые из них более подробно.

В соответствии с первым подходом необходимо составить уравнение моментов заторможенного колеса относительно его оси [2].

$$J_k \frac{d\omega_k}{dt} = M' - R_x r_o - R_z a_{uz} \quad (3)$$

где M' – момент, подводимый к колесу от полуоси или тормозного диска.

Тогда из уравнения (3) найдем момент на тормозном диске в виде:

$$M' = J_{\kappa} \frac{d\omega_{\kappa}}{dt} + R_x r_{\partial} + R_z a_{uu} \quad (4)$$

Тормозная сила для среднего диаметра тормозного диска определится из выражения (4)

$$P_{\partial uc} = (J_{\kappa} \frac{d\omega_{\kappa}}{dt} + R_x r_{\partial} + R_z a_{uu}) \frac{r_{\partial uc}}{2} \quad (5)$$

Определение тормозной силы данным способом затруднено необходимостью учета реального пятна контакта, что в формуле (5) учитывается параметрами a_{uu} и r_{∂} . При этом обычно принимают допущение о равенстве r_{∂} радиусу нагруженного колеса r_c .

Другой подход основан на приведенной к тормозному диску работе торможения, которую с достаточной точностью можно определить через соотношение продольной реакции и тормозного момента. Для этого свяжем их величиной динамического радиуса. Несмотря на условность такого соотношения этого достаточно для сравнительно точного нахождения работы. Тормозной момент на колесе определяется по известной зависимости

$$M_{m\partial} = R_x \cdot r_{\partial} \quad (6)$$

Значение продольной реакции выразим через нормальную реакцию на колесе и особенностей функционирования антиблокировочной системы:

$$R_x = R_z \cdot \varphi_{\max} \cdot \xi_{abc} \quad (7)$$

Параметр ξ_{abc} называется степенью использования максимального коэффициента сцепления при функционировании антиблокировочной тормозной системы [2]. Величина ξ_{abc} определяется из требований, предъявляемых стандартами к эффективности торможения автомобиля с АБС. Так, для сухого асфальтобетона она должна быть на уровне торможения юзом $\xi_{abc} = 0,9$, для мокрого и укатанного снега $\xi_{abc} = 0,85$. Введение в расчет данного показателя существенно упрощает эмпирические зависимости и позволяет исключить рассмотрение зависимостей работы алгоритма конкретно взятой антиблокировочной системы, поскольку сам алгоритм и матрица значений блока управления антиблокировочной системы часто являются коммерческой тайной производителей тормозных систем.

Значение тормозной силы по средней окружности определяется следующим выражением:

$$P_m = 2 \frac{M_{m\partial}}{r_{\partial uc}} \quad (8)$$

где: $r_{\partial uc}$ – радиус тормозного диска.

С учетом реакции R_x получим искомое выражение в виде

$$P_m = 2 \frac{R_z \cdot \varphi_{\max} \cdot \xi_{abc} \cdot r_{\partial}}{r_{\partial uc}} \quad (9)$$

Третий путь нахождения работы торможения основан на зависимости между усилием нажатия на тормозную педаль и усилием прижатия тормозных колодок к тормозному диску. Условно принимаем, что торможение происходит при максимально обжатой педали тормоза. Тогда тормозная сила (тормозной момент) будет зависеть от работы АБС и тормозных механизмов. Кроме того, принимаем, что торможение происходит с отсоединенным двигателем.

Зависимость тормозного момента от усилия прижатия тормозных колодок [3] определяется для элементарного кольца диска d_p расположенном на радиусе ρ (рис. 1). Проинтегрировав от r до R и окончательно получаем:

$$M_c = \mu z_{\mu} F_H r_{\mu} \quad (10)$$

где μ – расчетный коэффициент трения; z_{μ} – число пар поверхностей трения; F_H – прижимная сила тормозных колодок; r_{μ} – радиус трения.

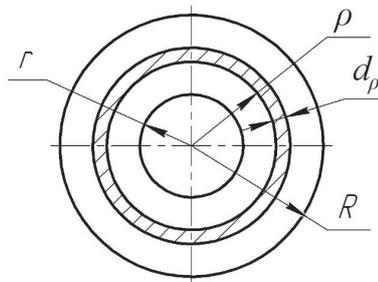


Рис. 1. Схема для определения момента трения тормозного диска

Таким образом, усилие прижатия тормозных колодок и, следовательно, приведенная к тормозному диску тормозная сила будут зависеть от работы антиблокировочной системы, тормозного привода и тормозных механизмов. В этом и заключается сложность достаточно точного нахождения силы прижатия тормозных колодок.

Рассмотрев перечисленные выше способы нахождения тормозной силы, приходим к выводу, что наиболее приемлемым в данном исследовании является второй способ. Простота

нахождения зависимостей является его основным преимуществом. Сложность заключается в определении коэффициентов, однако их значения можно получить экспериментально или принять средние значения из ряда исследований по тормозной динамике автомобиля с АБС.

Для нахождения полной работы трения в тормозном механизме необходимо знать путь трения в паре «тормозной диск – колодка». Теоретические предпосылки определения пути трения отдельного колеса автомобиля в режиме торможения рассмотрим в соответствии с изложенным в работе [4] подходом.

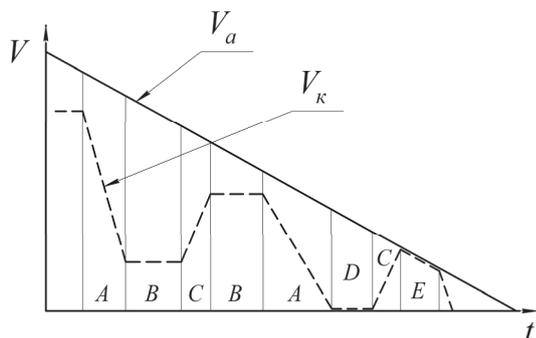


Рис. 2. Возможные варианты периодов при торможении: А – затормаживание, В – квазиравномерное вращение, С – растормаживание, D – юз, E – свободное вращение (полное растормаживание), V_a – скорость автомобиля, V_k – приведенная радиальная скорость вращения колеса

Вращение отдельного колеса автомобиля с АБС при торможении характеризуется различным сочетанием скоростных режимов, обусловленных функционированием тормозной системы и контактом шины с дорожным покрытием (см. рис.2). Можно выделить следующие характерные периоды: затормаживание, растормаживание, блокировка или юз колеса, свободное качение и квазиравномерное движение в области $\dot{\omega}_k \approx 0$.

Динамика изменения скоростей колес при торможении автомобиля с АБС и без АБС различна, поэтому выделены периоды работы колеса и применен соответствующий способ расчета показателей. Каждый период характеризуется различным сочетанием скоростных и нагрузочных показателей. Учитывая кратковременность протекания цикла работы АБС примем допущение, что каждый период характеризуется установившимся замедлением (ускорением) $j_{уст}$ и средней скоростью.

При одних и тех же значениях тормозного пути автомобиля с АБС и без нее могут иметь различные характеристики для пар трения «ба-

рабан (диск)-накладка» и «шина-дорога». Для расчета пути трения в каждом сопряжении тормозных механизмов «барабан-накладка» воспользуемся следующей зависимостью

$$L_{Tp} = (V_{н,к} + V_{к,к})(t_{к,к} - t_{н,к})(r_{\delta} / r_k) / 2, \quad (11)$$

или $L_{Tp} = (V_{н,к}^2 - V_{к,к}^2) / 2j_{уст,к}$;

где $V_{н,к}$, $V_{к,к}$ – радиальная скорость вращения колеса в начале и в конце промежутка времени; $t_{н,к}$, $t_{к,к}$ – моменты времени в начале и в конце промежутка времени; r_{δ} – радиус тормозного барабана; r_k – радиус колеса.

Пути трения для каждого из периодов могут быть определены из следующих зависимостей.

1) Период затормаживания и растормаживания

$$L_{Tp} = (V_{н,к}^2 - V_{к,к}^2) / 2j_{уст,к}, \quad (12)$$

где $V_{н,к}$, $V_{к,к}$ – скорость вращения колеса в начале и в конце периода, $j_{уст,к}$ – установившееся ускорение вращения колеса, r_k – радиус колеса, r_{δ} – средний радиус тормозного диска.

2) Свободное качение колеса $L_{Tp} = 0$,

3) Блокирование колеса $L_{Tp} = 0$,

4) Постоянное (квазиравномерное) вращение колеса

$$L_{Tp} = V_{н,к} \cdot t_{п} \quad (13)$$

где $t_{п}$ – длительность периода равномерного вращения колеса.

Для нахождения общего пути трения на всех участках просуммируем полученные выше зависимости (12), (13)

$$L_{Tp,мм} = \sum_{i=0}^I L_{TpTi} + \sum_{j=0}^J L_{TpPj} + \sum_{n=0}^N L_{Tp\Pi n}, \quad (14)$$

где: $L_{mp, мм}$ – путь трения накладки о барабан; I – количество участков торможения; J – количество участков растормаживания; N – количество участков постоянного качения колеса; L_{TpTi} – путь трения для пары «диск – накладка» на i -ом участке торможения; L_{TpPj} – путь трения для пары «диск – накладка» на j -ом участке растормаживания; $L_{Tp\Pi n}$ – путь трения для пары «диск – накладка» на n -ом участке торможения постоянного качения колеса.

Вследствие несинхронного вращения колес автомобиля в процессе торможения (обусловлено различными факторами как при наличии АБС, так и без нее) тормозные механизмы даже одной оси автомобиля могут иметь различные показатели работы по пути трения.

Окончательно приведенная к тормозному диску работа трения определяется из выражения:

$$W_{T.П.} = L_{Tr} P_m, \quad (15)$$

Необходимо отметить, что определение полной работы торможения помимо определения средней температуры в точках контакта тормозного механизма является предпосылкой для создания компьютерной модели температурного поля тормозного механизма.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Чичинадзе, А.В. Тепловая динамика трения. – М.: Наука, 1970. – 171с.
2. Ревин А.А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения: монография/ ВолгГТУ. – Волгоград, 2002. – 372 с.
3. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: [Учебное пособие для спец. "Автомобили и тракторы"] А.И. Гришкевич, В. А. Вавуло, А.В. Карпов и др./: Под редакцией А.И. Гришкевича. – М.: Выс. шк., 1985. – 240с.
4. Ревин А.А. Влияние рабочего процесса АБС на долговечность элементов шасси автомобиля: монография/ А.А. Ревин, М.В. Полуэктов, М.Г. Радченко, Р.В. Заболотный; под ред. А.А. Ревина. – М.: Машиностроение, 2013. – 224 с.

А. В. Калмыков, В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, М. В. Ляшенко

СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА ЗА СЧЕТ ВВОДА УПРУГОГО РЕАКТИВНОГО ЗВЕНА

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: shehovtsov@vstu.ru)

В представленном материале рассмотрено устройство, позволяющее снизить динамическую нагруженность силовой передачи гусеничного трактора за счет изменения крутильной жесткости реактивного звена в конечной передаче.

Ключевые слова. трактор, силовая передача, динамическая нагруженность.

The article describes a device that reduces the dynamic loading of power transmission crawler tractor by the change in the torsional rigidity of the reactive level in the final gear.

Keywords: tractor, power transmission, dynamic loading.

Одним из самых нагруженных узлов трансмиссии перспективного сельскохозяйственного гусеничного трактора ЧЕТРА–6С315 является планетарная конечная передача. Ведущее колесо является генератором крутильных колебаний, вызванных его ударным взаимодействием со звенчатой гусеницей. Ведущее колесо передает в трансмиссию крутильные колебания, вызванные неравномерностью действия крюковой нагрузки и раскачиванием остова на подвеске. Для эффективного снижения амплитуд крутильных колебаний, распространяющихся по трансмиссии со стороны ходовой системы, установка упругодемпфирующего устройства наиболее целесообразна в месте, как можно ближе расположенном к источнику возбуждения, то есть к ведущему колесу [1, 2, 5, 6, 7].

Авторами предложено [1, 2, 4, 8, 9, 10] вместо жесткого крепления к корпусу коронной шестерни планетарной конечной передачи трактора использовать ограниченно-упругое (5 градусов вперед-назад). Выполнена конструктивная проработка упругой муфты с пакетами упругих металлических пластин, устанавли-

ваемой между ступицей и венцом. Пакеты пластин предназначены для сглаживания пиковых нагрузок, возникающих как на переходных, так и на установившихся режимах. При предельных положениях деформированных пластин обеспечивается жесткое соединение между ступицей и венцом муфты по контактными поверхностям косых упоров ступицы и венца. Устройство спроектированной упругой муфты показано на рис. 1, на рис. 2 показаны штатная и усовершенствованная конструкции конечной передачи.

Для исследования влияния установки муфты на характер распространения крутильных колебаний по валопроводу разработана твердотельная пространственная динамическая модель [1, 2] ходовой системы и силовой передачи (рис. 3) с использованием программного пакета «Универсальный механизм» [3].

Динамические воздействия на трансмиссию в модели оказывают: с одной стороны – двигатель (характеристика его крутящего момента строится на основе индикаторной диаграммы), с другой стороны – движитель с сельхозорудием.

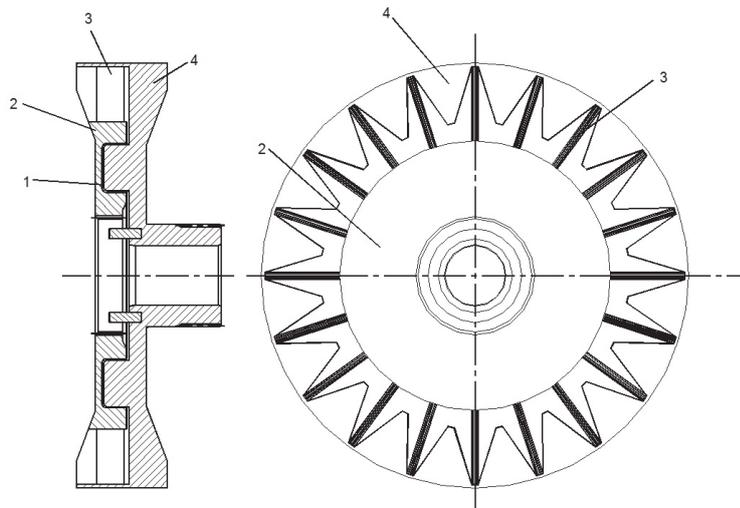
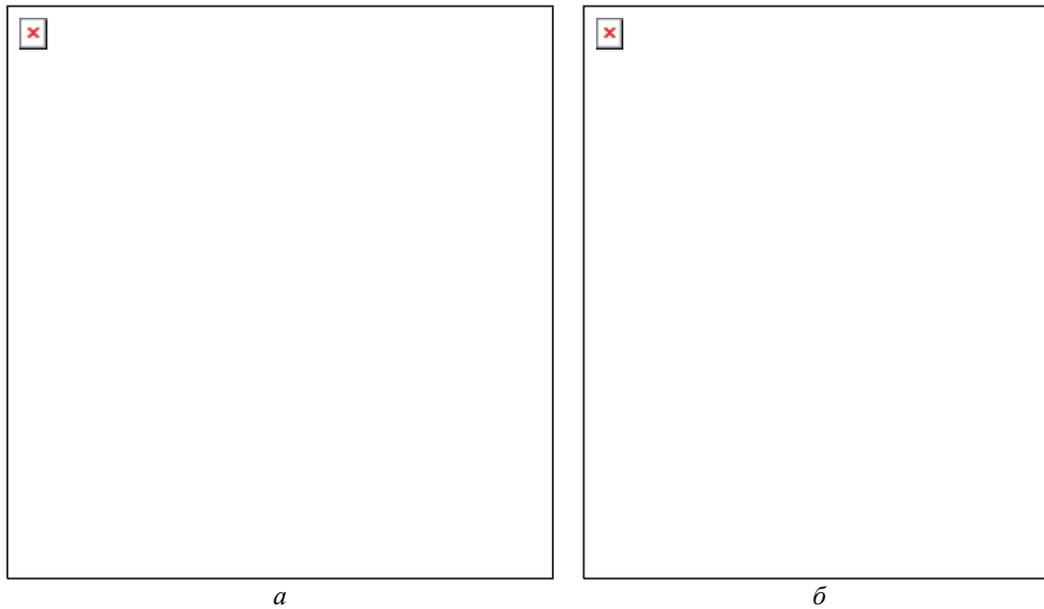


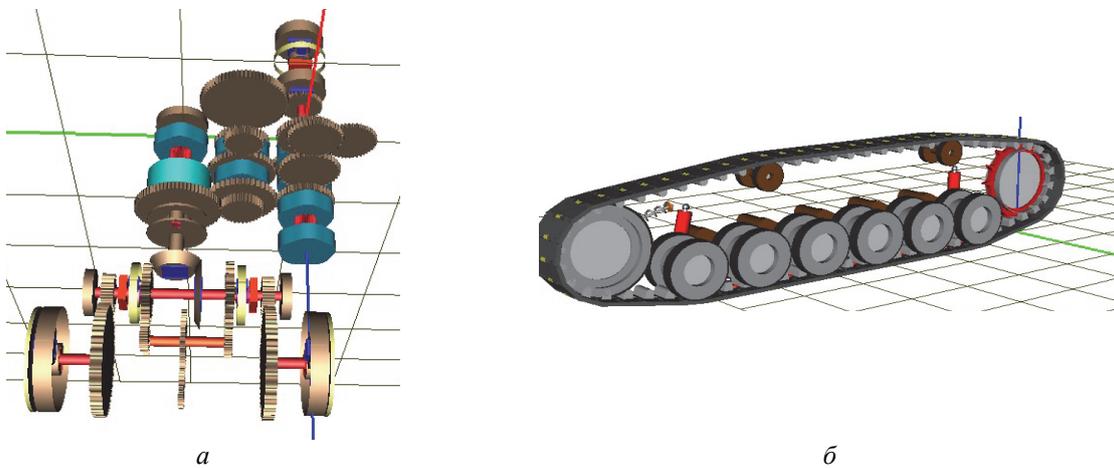
Рис. 1. Упругая муфта с пакетами металлических пружин:
 1 – ограничители; 2, 4 – полумуфты; 3 – упругие элементы



а

б

Рис. 2:
 а – штатная конечная передача; б – усовершенствованная



а

б

Рис. 3. Пространственные модели:
 а – силовой передачи; б – ходовой системы

На базе модели выполнена серия расчетных экспериментов [4, 5, 6, 8, 9, 10] с целью определения нагруженности участков валопровода на различных режимах движения без установки упругой муфты в реактивное звено и с установкой. Рассмотрены режимы прямолинейного движения трактора со скоростями 0,56, 1,1, 1,67, 2,22, 2,78 и 3,33 м/с, а также режимы поворота с различными радиусами. В качестве оценочного показателя, характеризующего степень динамической нагруженности участков, использован коэффициент неравномерности на-

грузки k_n , пропорциональный величине отклонения максимального момента на участке от его средней его величины:

$$k_n = \frac{M_{\max}}{M_{\text{cp}}}.$$

В результате обработки осциллограмм получены графики изменения k_n по участкам. Их пример приведен на рис. 4. По оси абсцисс отложены номера участков: 1-7 – от двигателя по карданный вал; 8-11 – КПП, 12-15 – от главной по конечную передачу.

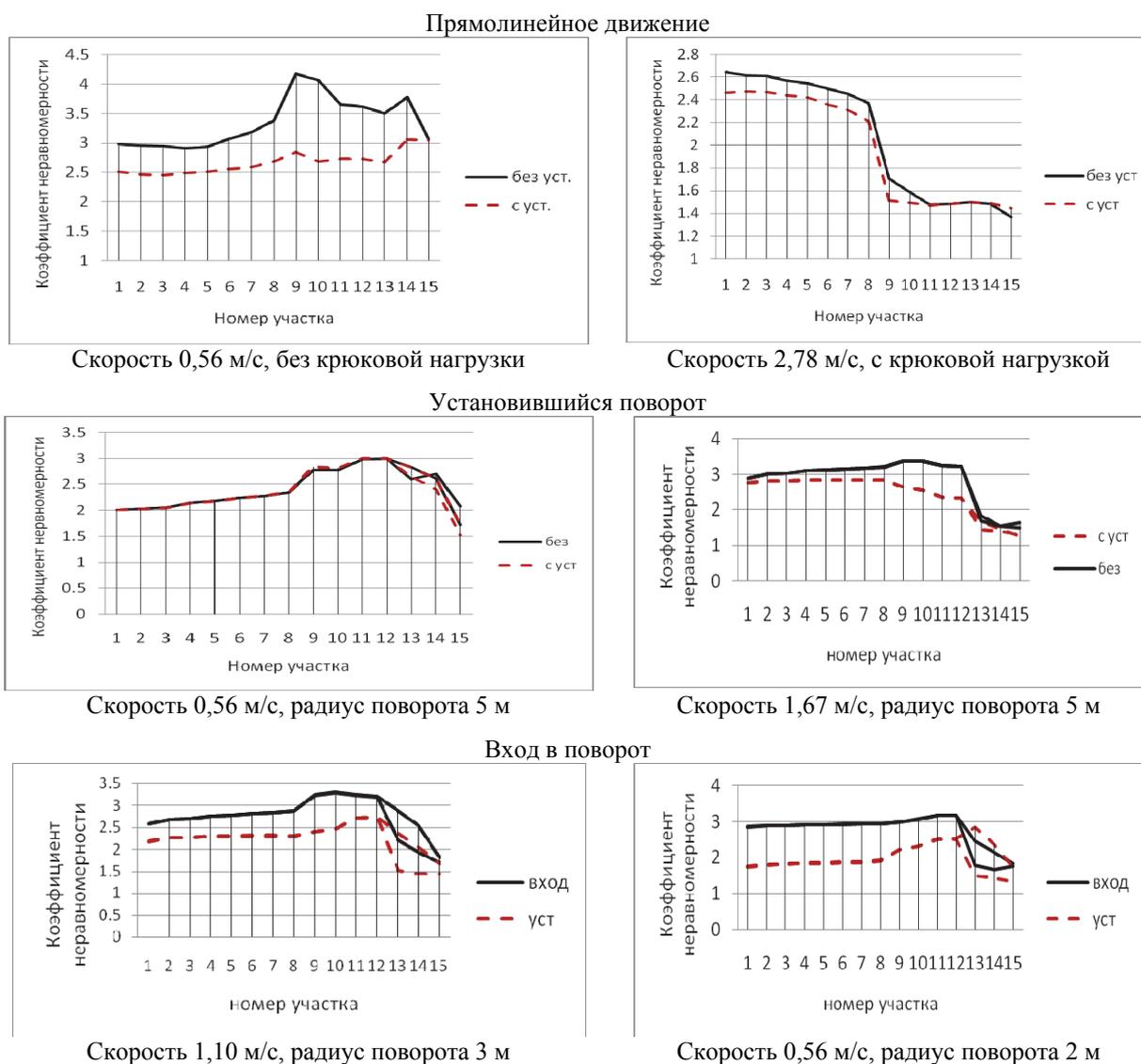


Рис. 4. Изменение k_n на разных режимах работы

При прямолинейном движении со скоростью 0,56 м/с за счет установки упругого устройства, наблюдается самое большое из всех рассмотренных случаев снижение k_n – на всех

участках в пределах от 16 до 38 % (рис. 4). Особенно большое снижение, свыше 20 %, наблюдается на участках с 7-го по 14-й, то есть в коробке передач и в заднем мосту.

На установившемся повороте с разными скоростями и разными радиусами без крюковой нагрузки коэффициент неравномерности на 12-15 участках (задний мост, левый и правый борт) увеличивается с уменьшением радиуса поворота и увеличением скорости движения, что вполне объяснимо. При радиусе поворота 2 м даже на скорости 0,56 м/с разница в неравномерности нагруженности левого и правого бортов трансмиссии, связанных с забегающей и отстающей гусеницами, достигает 40 %, при скорости 1,1 м/с – 44 %, а при радиусе поворота 15 м со скоростью 1,67 м/с – только 25 %. При движении с малой скоростью 0,56 м/с с радиусом поворота 5 м при установке упругой муфты меньшая неравномерность нагруженности наблюдается на участках заднего моста, а при увеличении скорости до 1,67 м/с – уже практически на всех участках трансмиссии, причем на участках коробки передач эта неравномерность достигает 25 %. При движении с высокой скоростью (2,78 м/с) по большому радиусу (30 м) коэффициент неравномерности моментов не изменяется. Снижение k_n на 2-5 % проявляется только на участках с 8-го по 15-й.

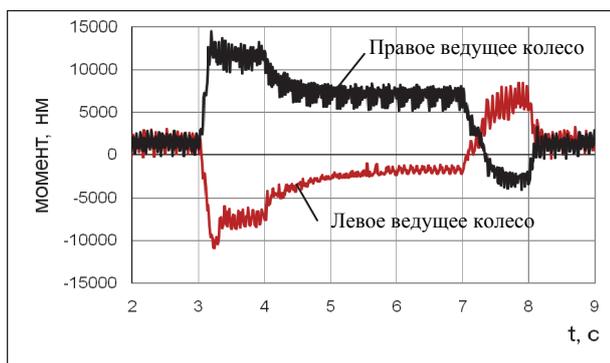


Рис. 5. Изменение моментов на входе в поворот и выходе из поворота

Самая высокая динамичность нагрузок обычно наблюдается в начальной и конечной фазах поворота, то есть на входе в поворот и на выходе из поворота. На рис. 5 приведен пример осциллограммы, из которого видно, что при входе в поворот (с 3-ей по 4-ю секунды движения) максимальный момент в 3,5 раза превышает средний, а на выходе из поворота (7-8 секунды) превышает в 2,5 раза. Анализ процесса изменения с 3-й по 7-ю секунду моментов на участках, расположенных рядом с ведущим колесом, показывает, что при входе в поворот максимальный момент на участках, связанных с забегающей гусеницей, в 9 раз превышает средний, а на выходе из поворота – в 2,5 раза.

Использование в конструкции конечной передачи реактивного звена с ограниченно упругой связью позволяет на этих режимах нагружения на большинстве участков трансмиссии снизить динамичность действия нагрузок на 20-30 %.

Выполненное исследование показало, что ввод в конечную передачу упругой муфты с пакетом пластинчатых пружин обеспечивает снижение динамичности действия нагрузок на участках силовой передачи трактора ЧЕТРА-6С315 практически на всех рассмотренных режимах движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Динамическая модель силовой передачи гусеничного трактора с реактивными звеньями / З.А. Годжаев, Н.С. Соколов-Добрев, В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, Вл.П. Шевчук // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 11. – С. 23-28.
2. Динамическая модель силовой передачи гусеничного сельскохозяйственного трактора тягового класса 6 / Н.С. Соколов-Добрев, В.В. Шеховцов, И.А. Иванов, М.В. Ляшенко // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 3: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 92-96.
3. Универсальный механизм [Электронный ресурс] – 2013. – Режим доступа: <http://www.umlab.ru/plugins/catalogue/index.php?id=2>
4. Исследование характера изменения крутящего момента на ведущем колесе гусеничного трактора / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, И.А. Иванов, А.В. Калмыков // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 4: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – № 12. – С. 60-63.
5. Оценка воздействия неравномерности крутящего момента ведущего колеса на нагруженность элементов трансмиссии ТТС / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, Ал.Ал. Козлов, А.В. Калмыков // Молодой ученый. – 2011. – № 6, ч. 1. – С. 66-69.
6. Исследование динамической нагруженности участков силовой передачи трактора Четра 6С-315 / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, И.А. Иванов, А.В. Калмыков // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 5: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – № 2. – С. 47-50.
7. Исследование динамических характеристик трансмиссии сельскохозяйственного трактора 6-ого тягового класса / Вл.П. Шевчук, В.В. Шеховцов, Е.В. Клементьев, Н.С. Соколов-Добрев, А.В. Калмыков // Современные наукоемкие технологии. – 2013. – № 2. – С. 44-49.
7. Research of Influence A Caterpillar Power Train's Rewinding of Caterpillar on Dynamic Load / А.В. Калмыков, В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, Вл.П. Шевчук, М.В. Ляшенко, И.А. Иванов // 30th Anniversary Seminar of the Students' Association for Mechanical Engineering (11-13.05.2011, Warsaw, Poland): book of Abstracts / Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering. – Warsaw, 2011. – S. 40-41. – Англ.
9. The Research of the Dynamic Load of the Power Train of the Caterpillar Tractor Chetra 6С-315 / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, Вл.П. Шевчук, М.В. Ляшенко,

И. Иванов, А.В. Калмыков // Journal of KONES. Powertrain and Transport. – 2011. – Vol. 18, No. 1. – С. 535-546. – Англ.

10. Research of dynamic characteristics of Chetra-6C315 tractor's power transmission / А.В. Калмыков, П.В. Потапов,

В.В. Шеховцов, Е.В. Клементьев, Н.С. Соколов-Добрев // 31st Seminar of the Students' Association for Mechanical Engineering, Warsaw, Poland, May 22nd – 25th, 2012 : book of Abstracts / Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering. – Warsaw, 2012. – P. 21-22.

С. Р. Кристальный, В. Н. Задворнов, Н. В. Попов, В. А. Фомичев*

ВЫБОР, ПОДГОТОВКА И НАСТРОЙКА ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО И РЕГИСТРИРУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕЙСТВИЯ АБС НА АВТОМОБИЛЕ, ОСНАЩЕННОМ ШИПОВАННЫМИ ШИНАМИ

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

***Испытательный центр НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ»**

(e-mail: sportauto@rambler.ru, v.zadvornov@autorc.ru,
niko-popov@yandex.ru, cricetus90@mail.ru)

Формулируются принципы создания шинного тестера на базе серийного легкового автомобиля. Приводится описание реализованной конструкции шинного тестера на базе автомобиля Форд Фокус I. Приведена зависимость коэффициента сцепления от скольжения для шипованной шины на льду.

Ключевые слова: шинный тестер, испытания, коэффициент сцепления, антиблокировочные системы, шипованные шины.

Formulates the principles of creation bus tester on the basis of a serial car. Given description realized construction bus tester on the basis of car Ford Focus I. Shows the dependence of the friction of sliding to studded tyres on the ice.

Keywords: tire tester, testing, coefficient of adhesion, antilock system, studded tires.

Введение

Для проведения метрологической аттестации участков дорог с различными коэффициентами сцепления и оценки характеристик сцепных качеств шин в дорожных условиях используются шинные тестеры. Шинные тестеры позволяют получить зависимости коэффициентов сцепления шины для различных дорожных покрытий от величины продольного скольжения, которые получили название $\phi - S$ диаграммы. Данные диаграммы для различных дорожных условий являются очень важными при создании алгоритмов функционирования антиблокировочных систем торможения (АБС), противобуксовочных систем (ПБС), а также целого ряда других систем, использующих для своих целей исполнительные механизмы АБС и ПБС. Виды $\phi - S$ диаграмм для наиболее распространенных дорожных покрытий в летних и зимних условиях представлены в работах [2, 4].

Разработками шинных тестеров занимались ученые Швеции, Чехии, Франции, США и России [4, 5]. В качестве примера рассмотрим типичную конструкцию универсального шинного тестера ШТ-1, спроектированного специалистами НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ», СоюздорНИИ, НПО «Экран» и фирмой «АБС-ТК». Тестер представляет собой одноколесную прицеп-

ную тележку, оборудованную тормозным механизмом (рис. 1).

Конструкция тестера (рис. 1) [4, 5] позволяет одновременно измерять продольную R_x и нормальную R_z реакции в пятне контакта колеса и вычислять их отношения, определяя, таким образом, значения коэффициента сцепления колеса тестера с поверхностью дороги при задаваемых величинах коэффициента S продольного скольжения колеса и различных скоростях V движения тестера. Шинный тестер выполнен на базе автомобильной установки ПКРС-2У и имеет следующие элементы: дисковый тормозной механизм с гидравлическим приводом, тензометрические датчики нагрузки (СФМИ-3), прибор «путь – время – скорость», колесо прицепа с ободом 4,5J-13 и автомобильную шину размерности 6,45-13. Управление тормозной системой тестера – автоматическое с помощью специального контроллера и модулятора давления в приводе тормозного механизма. Погрешность измерения тормозной силы не превышает 2%, скорости движения – 1%, суммарная погрешность при вычислении проскальзывания и коэффициента сцепления составляет 5%. Однако конструкция тестера имеет существенный недостаток, заключающийся в том, что испытания шин ограничены посадочным размером обода 13 дюймов.

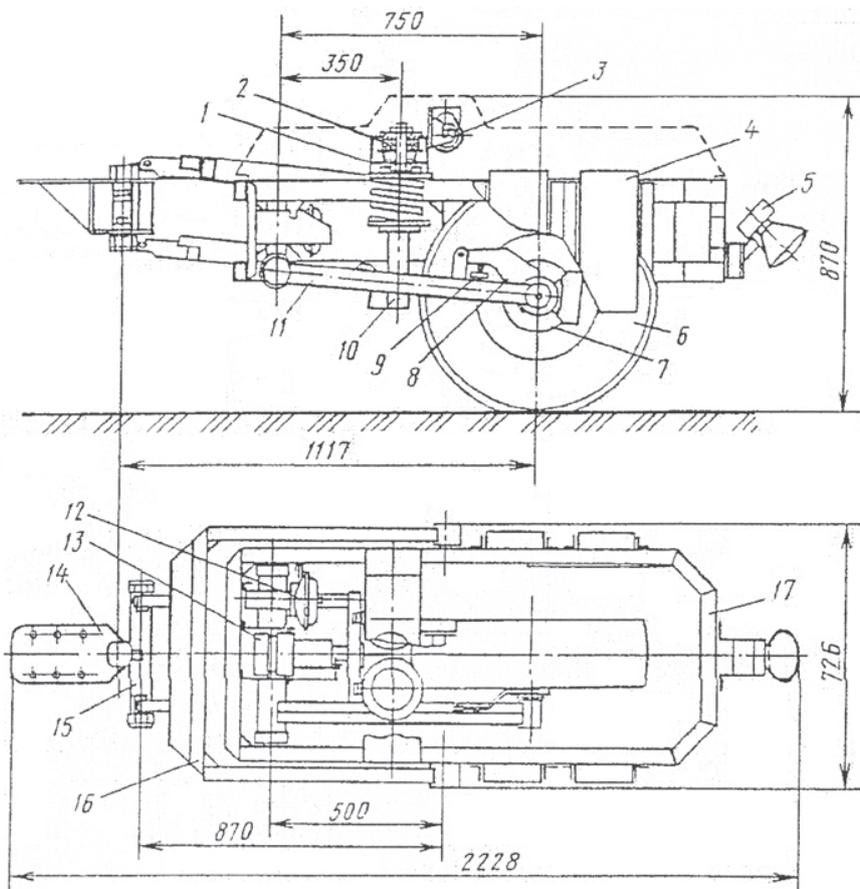


Рис. 1. Конструкция тестера ШТ-1:

1 – опорное устройство; 2 – датчик силы (ДС-6); 3 – лебедка; 4 – балластные грузы; 5 – датчик скорости движения; 6 – измерительное колесо; 7 – дисковый тормоз; 8 – рычаг; 9 – датчик тормозного момента; 10 – амортизационные стойки; 11 – продольный рычаг; 12 – пневмогидравлический усилитель; 13 – контроллер; 14 – буксирное устройство; 15 – переходное звено; 16 – реактивные штанги; 17 – объемная рама

Одним из средств проверки и оценки качества автомобильных шин, их сцепных характеристик является разработанный в СибАДИ метод, который основан на использовании стенда с беговым барабаном диаметром 1,6 м (рис. 2) [15]. В зимний период времени существует возможность наморозить на беговой барабан

слой льда и тем самым проводить испытания зимних нешипованных шин. Однако данный стенд не может применяться для исследования шипованных шин из-за образования на поверхности барабана ледяной крошки, препятствующей получению стабильных характеристик.



Рис. 2. Барабанный стенд с ледяным покрытием [17]

Использование легкового автомобиля в качестве шинного тестера

Для решения задач по определению характеристик сцепления шины с дорожной поверхностью вместо шинного тестера можно использовать легковой автомобиль, прошедший определенную доработку. Это позволит отказаться от буксируемой автомобилем-тягачом колесной тележки, повысить мобильность испытаний и расширить номенклатуру испытываемых шин.

Для преобразования серийного автомобиля в шинный тестер необходимо:

1) обеспечить возможность затормаживания только одной осью (то есть должна быть предусмотрена возможность отключения тормозных механизмов других осей, при сохранении работоспособности тормозных механизмов одной оси);

2) установить измерительную и регистрирующую аппаратуру для определения скорости автомобиля, продольного ускорения (замедления), окружной скорости колес, усилия на педали тормозного механизма;

3) загрузить автомобиль балластом, таким образом, чтобы было обеспечено равное распределение нагрузки на колеса правого и левого борта.

Изменение скольжения колес будет обеспечиваться рабочей тормозной системой автомобиля, действующей на затормаживаемую ось. С помощью установленного оборудования можно будет определить величину скольжения S затормаживаемых колес по отношению их окружной скорости к скорости автомобиля [2]:

$$S = \frac{V - \omega \cdot r_d}{V} \quad (1)$$

где V – линейная скорость автомобиля, м/с; ω – угловая скорость тормозящих колес, радианы/с; r_d – динамический радиус колеса, м.

В основе методики определения продольного коэффициента сцепления с помощью автомобиля – шинного тестера лежит метод определения коэффициента сцепления для определения реализуемой силы сцепления при испытаниях АБС в соответствии с приложением 13 к Правилам ЕЭК ООН № 13 [1].

При торможении автомобиля одной осью продольный коэффициент сцепления φ_x определяется отношением продольной тормозной силы R_x , реализуемой в пятне контакта затормаживаемых колес, к динамической вертикальной нагрузке на эту ось R_{zdyn} :

$$\varphi_x = \frac{R_x}{R_{zdyn}} \quad (2)$$

Тормозная сила R_x рассчитывается на основании замедления автомобиля с учетом величины сопротивления качению незаторможенной оси, составляющей 0,015 статической нагрузки на ведущую ось и 0,010 статической нагрузки на ведомую ось (в соответствии с [1]). Например, в случае переднеприводного автомобиля:

$R_x = m \cdot j_3 - 0,01 \cdot m_2 \cdot g$ – при торможении передней осью;

$R_x = m \cdot j_3 - 0,015 \cdot m_1 \cdot g$ – при торможении задней осью,

где m – масса автомобиля; m_1, m_2 – масса автомобиля, приходящаяся соответственно на переднюю и заднюю оси; j_3 – замедление автомобиля; g – ускорение свободного падения.

Динамическая вертикальная нагрузка на затормаживаемую ось рассчитывается исходя из догружения (в случае торможения передней осью) или разгружения (в случае торможения задней осью) в процессе торможения.

Для передней оси:

$$R_{zdyn} = \left[(m)_1 + \frac{h}{L} \cdot j_3 \cdot m_2 \right] \cdot g \quad (3)$$

Для задней оси:

$$R_{zdyn} = \left[(m)_2 - \frac{h}{L} \cdot j_3 \cdot m_1 \right] \cdot g \quad (4)$$

где h – высота центра масс автомобиля; L – база автомобиля.

Создание шинного тестера на базе автомобиля Форд Фокус I

Конструкция автомобиля – шинного тестера была реализована на базе автомобиля Форд Фокус I (рис. 3). Для этого на автомобиль было установлено следующее оборудование:

– измерительная система для проведения испытаний на ускорение и торможение транспортных средств DB-PRINT типа «пятое колесо» фирмы «Peiseler GmbH», Германия;

– выносные датчики угловой скорости (частоты вращения) колеса BDG 6360 фирмы BALLUFF, Германия (на основании информации об угловой скорости колеса определялась окружная скорость колеса);

– датчик усилия нажатия на педаль тормоза CPFTA фирмы CORRSYS-DATRON, Германия;

– компактная мобильная система сбора и обработки данных DAS-3 фирмы CORRSYS-DATRON, Германия;

– блок распределения питания Small 12V Power Distributor Box фирмы CORRSYS-DATRON, Германия.

На тестируемые шины были нанесены контрольные метки (поз. 3, рис. 3) для визуализации

ции процессов, происходящих с колесом во время испытаний.



Рис. 3. Автомобиль – шинный тестер:
1 – система DB-PRINT типа «пятое колесо»; 2 – выносной датчик угловой скорости колеса; 3 – контрольная метка

Схема размещения измерительной и регистрирующей аппаратуры на автомобиле приведена на рис. 4.

Система измерительная для проведения испытаний на ускорение и торможение транспорт-

ных средств DB-PRINT предназначена для измерения параметров движения автомобиля (путь – скорость – ускорение). Принцип действия системы основан на применении «пятого колеса» с импульсным датчиком в качестве приемника пройденного пути. Измерительная информация поступает на блок обработки и отображения информации, после чего результаты измерений выводятся на встроенный дисплей, а также могут быть выведены на встроенное печатное устройство. Предусмотрена возможность передачи данных на внешнее устройство.

Также можно было бы измерять параметры движения автомобиля с помощью измерительных систем с оптическими датчиками скорости или с GPS-приемником, однако в первом случае велика вероятность сбоев при работе на некоторых видах покрытий, в частности на льду в солнечную погоду, а во втором случае может не обеспечиваться необходимая точность измерения.

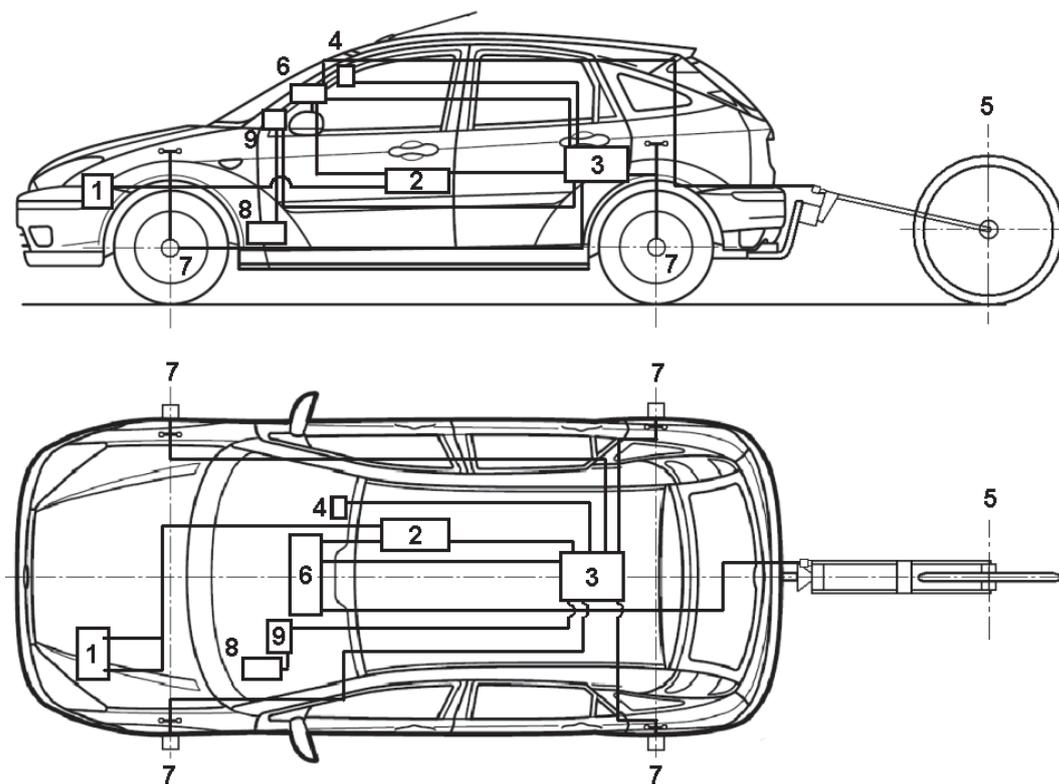


Рис. 4. Схема размещения измерительной и регистрирующей аппаратуры:

1 – аккумуляторная батарея; 2 – блок распределения питания Small 12V Power Distributor Box; 3 – компактная мобильная система сбора и обработки данных; 4 – блок управления и отображения системы DAS-3; 5 – датчик скорости и пройденного пути системы типа «пятое колесо»; 6 – блок обработки и отображения информации системы типа «пятое колесо»; 7 – выносной датчик угловой скорости колеса; 8 – датчик усилия нажатия на педаль тормоза; 9 – блок индикации величины усилия нажатия на педаль тормоза

К недостаткам измерительной системы типа «пятое колесо» относится невозможность осуществления замеров при движении задним хо-

дом и достаточно большая вероятность выхода из строя при потере автомобилем курсовой устойчивости. Наиболее практичной и надежной

для испытаний на ледяном дорожном покрытии зарекомендовала себя система типа «пятое колесо».

Питание системы DB-PRINT осуществляется от бортовой сети автомобиля через блок распределения питания Small 12V Power Distributor Vox.

Система состоит из трех блоков: блока об-

работки и отображения информации (рис. 5, *а*), «пятого колеса» (рис. 5, *б*) и импульсного датчика (рис. 5, *в*). Число вырабатываемых датчиком импульсов на 1 м дистанции в различных вариантах равняется 500 или 1000. Такая характеристика датчика позволяет определять пройденный автомобилем путь и его скорость с точностью до 0,5 %. [6].

*а**б**в*

Рис. 5. Система измерительная для проведения испытаний на ускорение и торможение транспортных средств DB-PRINT:

а – блок обработки и отображения информации; *б* – «пятое колесо»; *в* – импульсный датчик

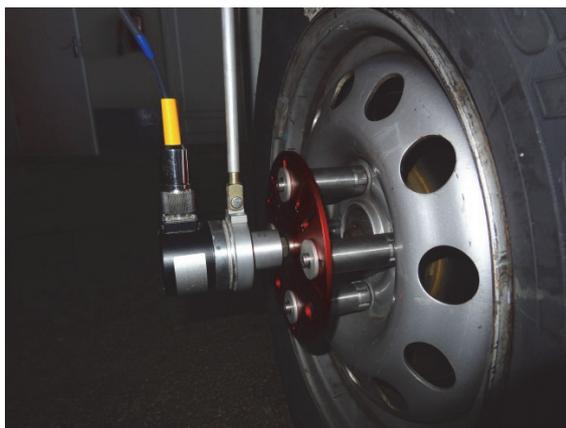
Блок обработки и отображения информации размещается перед водителем при помощи вакуумных кронштейнов, крепящихся к лобовому стеклу.

Основные технические характеристики системы DB-PRINT представлены в [6].

Угловая скорость колес измерялась внешними выносными датчиками BALLUFF BDG 6360. Подвижная часть датчика жестко соединяется с установочным диском с цапгами, которые в свою очередь фиксируются на крепежных гайках колесного диска (рис. 6). Неподвижная часть датчика крепится к кузову автомобиля специальными вакуумными крон-

штейнами через телескопические штанги (рис. 6). Телескопические штанги позволяют компенсировать вертикальные перемещения колес относительно кузова в пределах хода подвески, а также поворот передних управляемых колес при маневрировании автомобиля. Датчики угловой скорости были установлены на все колеса автомобиля.

Технические характеристики выносного датчика угловой скорости колеса представлены в [9]. Датчик вырабатывает 1000 импульсов на 1 оборот, что, например, при динамическом радиусе колеса $r_d = 298$ мм соответствует 535 импульсам на 1 м пройденной дистанции.



а



б

Рис. 6. Внешний выносной датчик угловой скорости колеса (а) и его установка (б)

Для измерения силы нажатия на педаль тормоза в процессе торможения использовался датчик СРФТА. Его установка обуславливалась необходимостью поддержания постоянного усилия воздействия на педаль тормоза при проведении испытаний по определению $\phi - S$ диа-

граммы. Датчик крепился на педали тормоза с помощью резинового ремня (рис. 7, а) и соединен кабелем с блоком питания и индикации величины усилия нажатия (рис. 7, б). Блок питания и индикации был закреплен на вакуумной кронштейне перед испытателем.



а



б

Рис. 7. Датчик усилия нажатия на педаль тормоза (а) с блоком питания и индикации (б)

Для регистрации усилия нажатия на педаль тормоза в системе DAS-3 блок питания и индикации соединен соответствующим кабелем с аналоговым разъемом системы DAS-3. Диапазон измерений датчика СРФТА составляет от 0 до 1500 Н, относительная точность измерений – 3% [18].

Компактная мобильная система сбора и обработки данных DAS-3 служит для записи регистрируемых параметров и их предварительной обработки. Также через систему DAS-3 осуществляется электропитание датчиков частоты вращения колес.

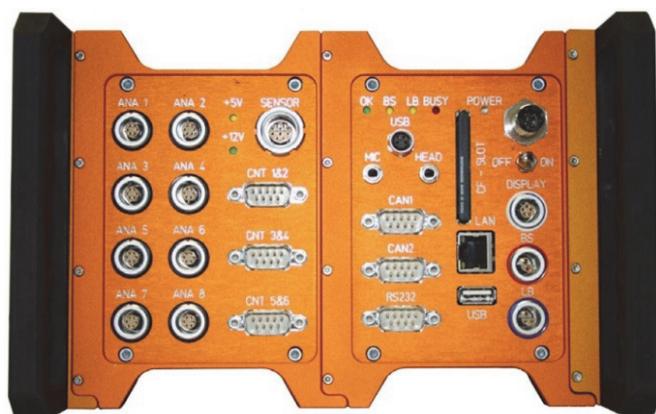
Система DAS-3 состоит из основного модуля сбора данных (рис. 8, а) и блока управления и отображения (рис. 8, б). Основной модуль

сбора данных включает в себя два главных компонента: аналоговый модуль и процессорный модуль. Основной модуль также имеет соединители Ethernet, USB, COM, CAN и разъемы для подключения дополнительных дисплеев. Управление, определение параметров и оперативное отображение данных осуществляются через блок управления и отображения. Системные параметры также могут задаваться через подключенный персональный компьютер с установленным программным обеспечением CORRSYS-DATRON CeCalWin Pro.

Основной модуль был расположен на заднем сидении и закреплен от перемещений ремнем безопасности автомобиля. Блок управления

и отображения системы DAS-3 представляет собой пульт управления и цифровой дисплей.

Он был установлен в салоне на лобовом стекле на вакуумном кронштейне.



а



б

Рис. 8. Система сбора и обработки данных DAS-3:
а – основной модуль; б – блок управления и отображения

Электропитание системы DAS-3 осуществлялось от бортовой сети автомобиля через блок распределения питания Small 12V Power Distributor Box.

Регистрируемые данные сохранялись на флэш-карте типа Compact Flash (CF) емкостью 8 Гб. Тип создаваемых файлов (расширение) – adf. С помощью программного обеспечения CORRSYS-DATRON CeCalWin Pro файлы типа adf могут переводиться в текстовый формат и обрабатываться любым подходящим программным обеспечением, как собственным, так и сторонних производителей, таким, например, как табличный процессор Excel из комплекта программ Microsoft Office фирмы Microsoft. Также файлы с расширением adf могут быть непосредственно обработаны программным пакетом TurboLab фирмы CORRSYS-DATRON.

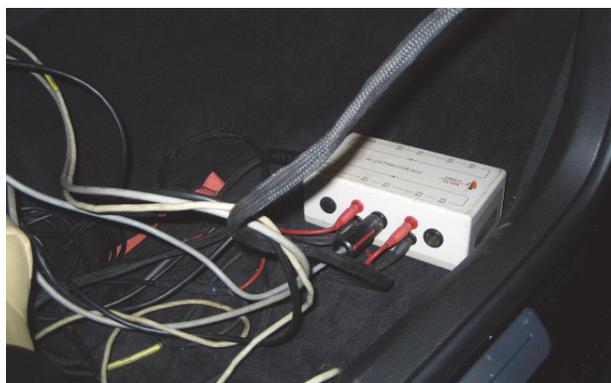


Рис. 9. Блок распределения питания Small 12V Power Distributor Box

Блок распределения питания Small 12V Power Distributor Box обеспечивает необходимое напряжение электропитания для систем DAS-3 и DB-PRINT, а также его стабилизацию. Блок был расположен на переднем пассажирском сидении и подключен к аккумуляторной батарее автомобиля кабелем длиной 5 м с контактными зажимами (рис. 9).

Особенности конструкции блока распределения питания и его технические характеристики представлены в [10].

Для обеспечения затормаживания только передней или задней оси автомобиля при проведении испытаний применялись специальные струбины для пережатия тормозных шлангов (рис. 10).

Для обеспечения возможности регулирования степени проскользывания тормозящих колес с помощью рабочей тормозной системы на автомобиле должна быть отключена антиблокировочная система тормозов.

Отключение АБС на автомобиле Форд Фокус I было произведено с помощью демонтажа плавких электрических предохранителей № 11 (сила тока – 30 А) и № 21 (сила тока – 20 А) из дополнительного монтажного блока в подкапотном пространстве автомобиля (рис. 11). Предохранитель №11 (30 А) защищает цепь насоса гидравлического блока АБС, а предохранитель №21 (20 А) – цепь клапанов АБС. [19].



а



б

Рис. 10. Струбцина для пережатия тормозных шлангов (а) и ее установка (б)

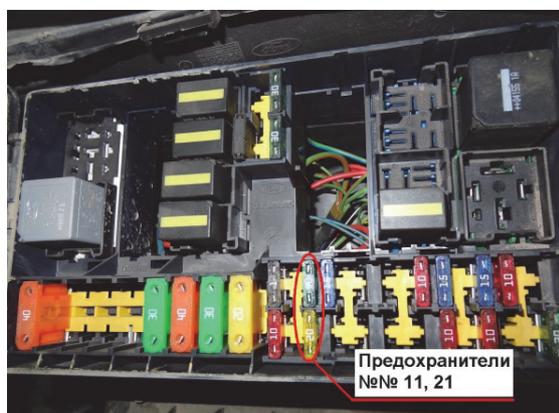


Рис. 11. Дополнительный монтажный блок (предохранитель №11 (30 А) – верхний; предохранитель №21 (20 А) – нижний)

Проведение испытаний с помощью автомобиля – шинного тестера

С помощью шинного тестера на базе автомобиля Форд Фокус I на территории полигона НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» были проведены испытания с целью определения $\varphi - S$ диаграмм зимних шипованных и нешипованных шин на льду.

Испытаниям были подвергнуты зимние шипованные шины размерности 185/70 R14 92T модели **iceGUARD Stud IG35** торговой марки **Yokohama**. Количество шипов в шине составляло 120 штук. Общий вид расположения шипов в шине приведен на рис. 12а.

В настоящее время шины **Yokohama iceGUARD Stud IG35** широко представлены на российском рынке. Указанные шины были выбраны для проведения исследований, так как они представляют собой типичный современный инновационный продукт, обладающий весьма удачно сбалансированными характери-

стиками и, при этом, имеющий достаточно умеренную цену по сравнению с аналогичными моделями.

Для сравнения и выявления влияния шипов противоскольжения на общий процесс взаимодействия шин с опорной поверхностью были также получены характеристики аналогичных по размеру и конструкции нешипованных шин.

Зимние нешипованные шины представляют собой снятые с линии ошиповки зимние шипованные шины той же модели. Таким образом, зимние шипованные (рис. 12, а) и нешипованные шины (рис. 12 б) имеют одинаковую конструкцию, состав резины, рисунок протектора и заводской номер партии и отличаются друг от друга только отсутствием или наличием шипов противоскольжения. Тем самым достигается исключение прочих факторов при сравнении $\varphi - S$ диаграмм зимних шипованной шины по сравнению с нешипованной.



а



б

Рис. 12. Зимняя шина Yokohama iceGUARD Stud IG35:
а – прошедшая ошиповку; б – не прошедшая ошиповку

Для получения $\varphi - S$ диаграмм зимних шипованных и нешипованных шин была проведена серия испытательных заездов на ледяном покрытии. Испытания включали в себя торможение одной осью автомобиля (как передней, так и задней) со скорости 50 км/ч до 0 км/ч с постепенным увеличением давления в тормозном приводе от заезда к заезду. Во время проведения испытаний постоянно определялись

следующие параметры движения автомобиля:

- скорость движения автомобиля;
- окружная скорость каждого колеса;
- замедление автомобиля;
- пройденный путь;
- усилие нажатия на педаль тормоза.

Пример записи отдельных параметров движения автомобиля в графическом виде представлен на рис. 13.

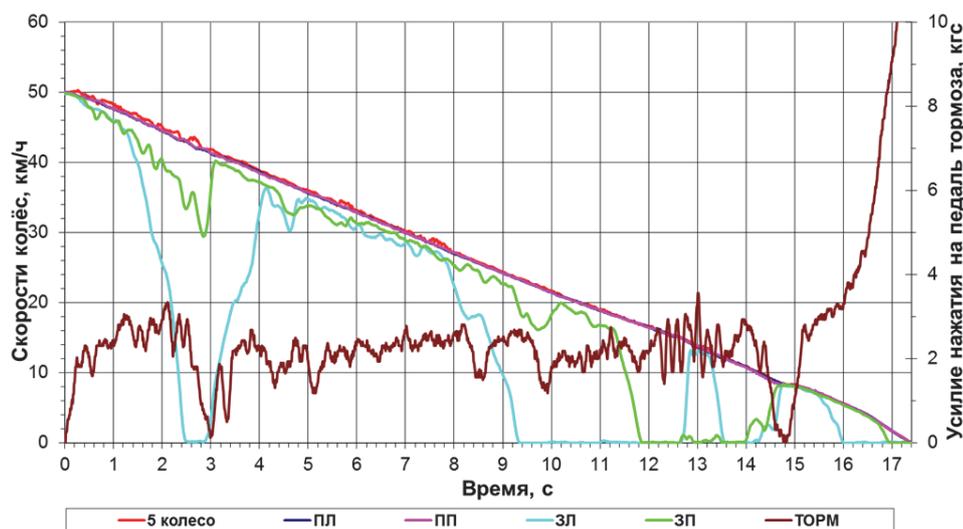


Рис. 13. Торможение задней осью, шины – зимние шипованные, дорожное покрытие – лед: 5 колесо – скорость автомобиля по датчику типа «пятое колесо»; ПЛ – скорость переднего левого колеса; ПП – скорость переднего правого колеса; ЗЛ – скорость заднего левого колеса; ЗП – скорость заднего правого колеса; ТОРМ – усилие нажатия на педаль тормоза

При обработке результатов испытательных заездов рассматривались участки с одинаковым равномерным скольжением обоих тормозящих колес и анализировалось достигнутое замедле-

ние. Массив данных, состоящих из замедлений и соответствующих им проскальзываний, является необходимой базой для построения $\varphi - S$ диаграммы (рис. 14) для каждого типа зимних шин.

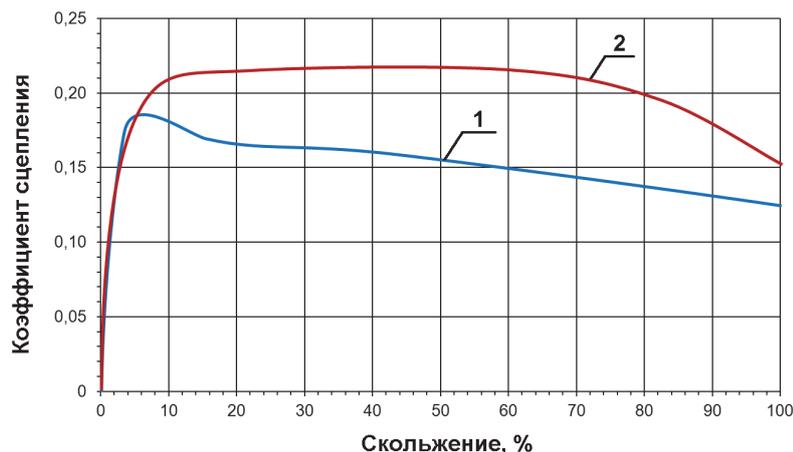


Рис. 14. Зависимости коэффициента сцепления от скольжения ($\varphi - S$ диаграммы) на льду:
1 – для зимней нешипованной шины; 2 – для зимней шипованной шины

Заключение

Разработанный принцип создания шинного тестера на базе серийного автомобиля авторами был реализован для исследований эффективности действия ABS на легковых автомобилях, оснащенных шипованными и нешипованными шинами в зимних условиях на различных дорожных покрытиях для решения проблем, изложенных в работах [11, 12, 13, 14].

Использованные при построении описанного шинного тестера методы также будут весьма полезны при исследовании вопросов эффективности действия ABS, а также средств коррекции параметров управляемости (ESP, AFS и тому подобные), на различных дорожных покрытиях, включая **неровные** покрытия и специальные покрытия в летних условиях. Существование и важность решения указанных проблем не вызывает сомнений у авторов и наглядно демонстрируется в работе [16].

В заключение статьи авторы хотели бы выразить искреннюю благодарность ООО «ЙОКОХАМА РУС» в лице его технического директора **Кимура Казухито** за оказанную поддержку и предоставленные шины для экспериментальных исследований.

Также мы выражаем глубокую признательность руководителю Испытательного центра НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» (Дмитровского автополигона) **Денису Александровичу Загарину** и заведующему отделением безопасности Испытательного центра НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» **Александру Алексеевичу Барашкову** за понимание важности затронутой проблемы и помощь в организации экспериментальных исследований.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Правила ЕЭК ООН № 13-09. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения механических транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения. – Введены 1996-06-28. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 112 с.
2. Эксплуатация антиблокировочных систем легкового автомобиля: учеб. пособие для вузов / В.Е. Ютт [и др.]. – М.: МАДИ (ГТУ), 2003. – 225 с.
3. ГОСТ Р 8.736-2001 Измерения прямые многократные. Методы обработки результатов измерений. Основные положения. – М.: Стандартинформ, 2013. – 20 с.
4. *Никульников, Э.Н.* Шинные тестеры – инструмент метрологической аттестации испытательных участков дорожных поверхностей с различными коэффициентами сцепления / Э.Н. Никульников, А.А. Барашков, А.А. Логунов // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 6. – С. 34-38.
5. *Никульников Э.Н.* Шинные тестеры / Э.Н. Никульников, А.А. Барашков // Автомобильная промышленность. – 2000. №12. – С. 28-31
6. Руководство пользователя «Система измерительная DB-PRINT». – 2009.
7. Руководство пользователя «Компактная мобильная система сбора и обработки данных CORRSYS-DATRON DAS-3». – 2008.
8. Руководство пользователя «ПО для сбора данных CORRSYS-DATRON CeCalWin Pro». – 2008.
9. Руководство пользователя «Выносной датчик угловой скорости колеса BALLUFF BDG 6360». – 2001.
10. Руководство пользователя «Small 12V Power Distribution Box». – 2008 (Интернет-ресурс: http://www.corrsys-datron.com/Support/Data_Sheets/Datasheets-Access/cds-d_DIST-BOX_e.pdf).
11. *Кристалный, С.П.* Проблемы функционирования ABS на автомобилях, оснащенных шипованными шинами / С.П. Кристалный, Н.В. Попов, В.А. Фомичев // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 8. – С. 20-22;
12. *Кристалный, С.П.* Проблемы эффективности действия антиблокировочных систем автомобилей, оснащенных средствами противоскольжения / С.П. Кристалный, Н.В. Попов, В.А. Фомичев // Автотранспортное предприятие. – 2012. - №5. – С. 44-49.

13. *Кристалльный, С.Р.* Проблемы функционирования АБС на автомобилях, оснащенных средствами противоскольжения / С.Р. Кристалльный, Н.В. Попов, В.А. Фомичев // Вестник МАДИ. – 2012. – №2. – С. 10-17.

14. *Кристалльный, С.Р.* Проблемы эффективности действия антиблокировочных систем автомобилей, оснащенных шипованными шинами/ С.Р. Кристалльный, Н.В. Попов, В.А. Фомичев // Журнал автомобильных инженеров. – 2012. – №2. – С. 32-37.

15. Испытания шин на барабанном стенде с ледяным покрытием / С.С. Капралов, П.Н. Малюгин, А.М. Зарщи-

ков, В.А. Ковригин // Автомобильная промышленность. – 2003. – №3. – С. 28-29.

16. *Ветров, Ю.* Сюрпризы АБС (О чем стрекот. Отклонение от нормы) / Ю. Ветров // Авторевю. – 2013. – № 6. – С. 40-45.

17. Интернет-ресурс http://www.sibadi.org/?page_id=15685.

18. Инструкция по установке датчика усилия на педали CPFTA CORRSYS-DATRON, 2004.

19. Руководство по эксплуатации Форд Фокус I, Изд-во Ford-Werke Aktiengesellschaft, 2004.

А. Н. Савкин, А. А. Седов, А. В. Андроник

ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ СТАЛИ ПРИ СЛУЧАЙНОМ НАГРУЖЕНИИ ПО ФЕНОМЕНОЛОГИЧЕСКИМ МОДЕЛЯМ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tfpic@vstu.ru, alexander.a.sedov@gmail.com)

В работе рассматривается вопрос влияния характера случайного циклического нагружения на накопление усталостных повреждений в металле. Рассматриваются различные модели повреждаемости на основе силовых, критериев разрушения. Показана возможность прогнозирования долговечности стали с учетом силовых параметров стационарного циклического нагружения и параметров, описывающих спектр случайного нагружения. Анализ достоверности исследуемых моделей проведен на основании тестовых испытаний стали 40Х.

Ключевые слова: спектры переменного нагружения, модели повреждаемости, прогнозирование долговечности.

Abstract. The influence of a random loading character on fatigue damage accumulation is analyzed for a metal structural part undergoing a variable cyclic loading at the present paper. Various damage models by the powerful, energetic and strain failure criterions are presented. Adequacy of the forecasting method for steel durability with considering of powerful and strain parameters of a constant amplitude cyclic loading and other parameters describing a random loading spectrum. Experimental verification is carried out during the test series on steel 40H.

Keywords: variable loading spectra, damage model, forecasting of durability.

Одной из наиболее актуальных задач для инженеров, несомненно, является проектирование надежных элементов и систем, не имеющих избыточных запасов. Эксплуатация компонентов систем с недостаточным запасом долговечности может стать причиной неустраняемых повреждений и ситуаций, угрожающих жизни людей.

Оценка усталостной долговечности при случайном нагружении по силовым критериям повреждаемости. Чтобы лучше понять какую роль характер случайного нагружения играет в жизненном цикле усталости материала в конструктивном элементе, испытывающем переменное нагружение, требуется определить меру хаотичности в случайном спектре.

Характер случайного нагружения предлагается оценивать полнотой его спектра V [1] по формуле

$$V = \left[\frac{1}{v_{\sigma}} \left[\sum_{i=1}^{v_{\sigma}} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}} \right)^m \right] \right]^{\frac{1}{m}}, \quad (1)$$

где v_{σ} - продолжительность блока действующих напряжений; σ_{ai} , $\sigma_{a\max}$ - значение i -ой и максимальной амплитуды напряжений; m - коэффициент наклона исходной кривой выносливости в двойных логарифмических координатах.

Формирование спектров нагружения возможно на основании различных подходов. Так, авторы [2,3] используют первую автокорреляцию случайной нагрузки между величинами напряжений в последовательности из спектра нагружения для оценки его нерегулярности. Автокорреляция – мера взаимной корреляции внешнего сигнала с собой в различных пунктах во времени. Для моделирования было выбрано распределение Рэлея, как более соответствующее различным видам реального случайного нагружения. Метод моделирования нагрузки основан на том принципе, что величина вектора в двух разных измерениях, где каждый из компонентов независим обычно распределял случайные переменные по распределению Рэлея.

На основании автокорреляционного подхода были сформированы три спектра нагружения продолжительностью 5000 циклов с различными автокорреляционными коэффициентами и имеющие разные значения полноты спектра V , а также другие стандартные спектры нагружения для транспортных средств *SAESUS*, *SAEBRACKET*, *SAETRANS* (табл. 1). Для оценки накопления повреждений от усталости все спектры нагружения, используемые в настоящем исследовании, были схематизированы по методу «падающего дождя» («*Rainflow*»), нормализованы и соответствовали симметричному нерегулярному нагружению. На рис. 1 показаны примеры преобразованных последовательностей в блоках случайного нагружения. Испытания проводились на сервогидравлической машине *BISS-100*, позволяющей реализовать в процессе нагружения стационарное и заданное случайное нагружение. Для исследования использовались гладкие образцы из стали 40Х, кривую стационарной выносливости описывали уравнением

$$N = N_G \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{amax}} \right)^m \quad (2)$$

с параметрами $\sigma_{-1} = 390$ МПа, $m = 11,8$, $N_G = 8 \cdot 10^5$ циклов. [4]

Таблица 1

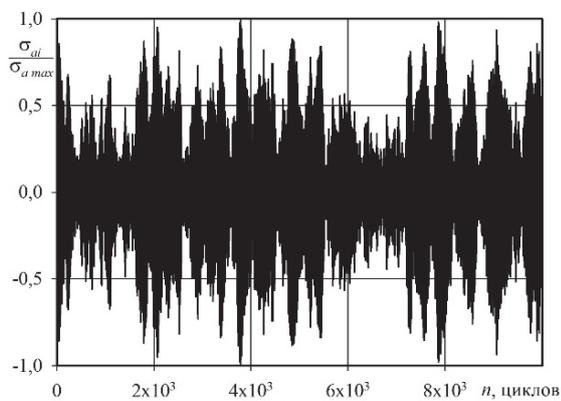
Значения V для используемых нормализованных спектров нагружения

Спектр нагружения	Полнота спектра нагружения V
Стационарное нагружение	1
Спектр <i>A</i>	0,676
Спектр <i>B</i>	0,591
Спектр <i>C</i>	0,52
<i>SAESUS</i>	0,511
<i>SAEBRACKET</i>	0,524
<i>SAETRANS</i>	0,566

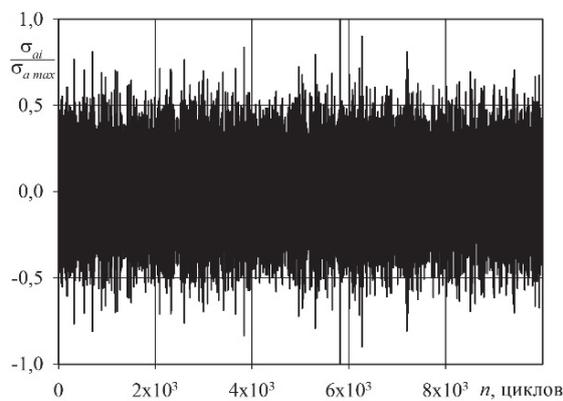
Суммарную долговечность до разрушения оценивали по формуле

$$N_{\Sigma} = N \cdot K, \quad (3)$$

где величина N по формуле (2) определяла долговечность материала при стационарном нагружении с амплитудой σ_{amax} (N_G , σ_{-1} , m – параметры кривой выносливости в двойных логарифмических координатах).



а – Спектр А, $V=0,676$



б – Спектр С, $V=0,52$

Рис. 1. Блоки спектров нагружения с различными значениями полноты спектра V

Таблица 2

Модели повреждаемости по оценке долговечности сталей при различной случайной нагруженности

Модель повреждаемости	линейная	корректированная линейная	на основании изменения характера спектра
Коэффициент нестационарности	$K_1 = \frac{1}{V^m}$	$K_2 = \frac{a_p}{V^m}$	$K_3 = 10^{(1+q \lg m)(1-V)}$

Параметры нестационарности спектра нагружения K по различным моделям определяли

на основании полноты спектра нагружения по табл. 2.

Значения K получили путем преобразования уравнений суммирования усталостных повреждений по линейной [5], скорректированной линейной моделях [6], а также полученной зависимости для оценки долговечности

$$N_{\Sigma} = \frac{N_G \cdot 10^{(1+q \lg m)(1-V)}}{\left(\frac{\sigma_{a \max}}{\sigma_{-1}}\right)^m} \quad (4)$$

путем обобщения результатов испытания стальной при случайном нагружении [7] (q – постоянная материала, для сталей равна 3,83).

Целью исследования было определить влияние характера случайного нагружения на долговечность до разрушения конструкционной стали. На рис. 2 показаны результаты испытаний исследуемой стали при стационарном (кривая 1) и случайном для спектра А (точки ●) и спектра С (точки ▲). Кривые 2 и 3 были полу-

лучены из уравнения (3) с учетом коэффициента нестационарности K_3 , как наиболее близко описывающего поведение материала при разных спектрах нагружения.

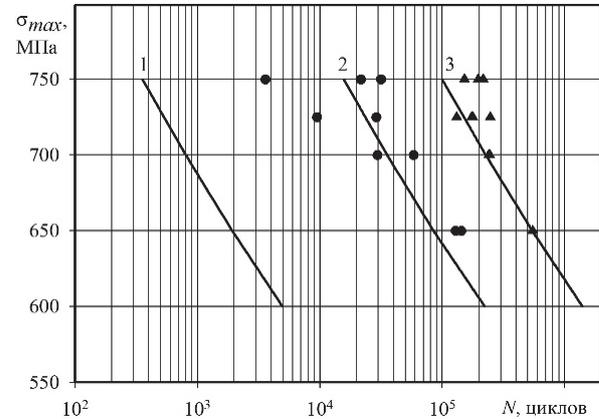


Рис. 2. Кривые выносливости стали 40X при стационарном (кривая 1) и смоделированными случайными спектрами нагружения (кривая 2 - спектр А и кривая 3- спектр С)

Таблица 3

Прогноз долговечности исследуемой стали по различным моделям и спектрам нагружения

Спектр нагружения	Полнота спектра V	Коэффициенты нестационарности по различным моделям			Значение $N_{\Sigma \text{ эксп}}$, циклов	Соотношение долговечности $N_{\Sigma i} / N_{\Sigma \text{ эксп}}$ для моделей		
		K_1	K_2	K_3		1	2	3
Стац. нагружение	1	1	1	1	2000	-	-	-
Спектр А	0,676	101,5	31,5	45	$1,3 \cdot 10^5$	1,56	0,49	0,69
Спектр С	0,52	936	137	282	$5,5 \cdot 10^5$	3,40	0,50	1,03

В табл. 3 показаны результаты расчета долговечности стали 40X при $\sigma_{a \max} = 650$ МПа по различным моделям и спектрам нагружения.

Представленные для сравнительного анализа модели характеризуются простотой и наличием минимального количества структурно-чувствительных параметров. Как уже отмечалось ранее, наиболее приемлемые результаты показывает обобщенная модель с учетом свойств материала и характера внешнего нагружения. Линейная модель, широко используемая в различных программных продуктах, показала излишне оптимистичные результаты. Скорректированная линейная модель показывает более приемлемые результаты прогноза долговечности, дающие пониженные значения, увеличивающие запас прочности материала.

На рис. 3 показано соответствие расчетной $N_{\text{расч}}$ по формуле (4) и экспериментальной $N_{\text{эксп}}$ долговечности стали 40X, полученные при различных спектрах случайного нагружения.

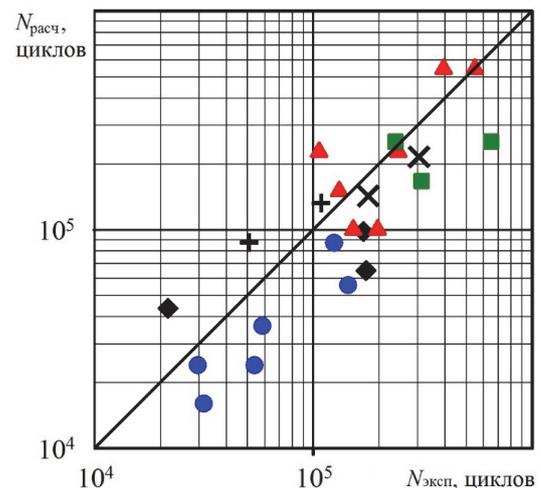


Рис. 3. Соответствие расчетных и экспериментальных значений долговечностей при различных спектрах нагружения (спектры А - ●, С - ▲, В - ◆, SAESUS - ■, SAEBRACKET - ×, SAETRANS - +)

Как видно из рис. 3, наблюдается достаточно хорошее соответствие между расчетными и экспериментальными значениями долговеч-

ностей, коэффициент корреляции равен $\vartheta=0,817$, среднеквадратическое отклонение, связанное со статистической природой усталости, составляет $S_{\sigma}=0,742$.

Таким образом, оценка усталости стали при случайном нагружении на основании силовых критериев повреждаемости позволяет, с достаточной точностью, описывать процесс разрушения металла. Существенное влияние на долговечность стали оказывает характер случайного нагружения, определяемый коэффициентом полноты спектра V и параметры циклической прочности при стационарном нагружении. Использование феноменологических моделей при оценки повреждаемости металла при случайном нагружении требует наличие только параметров стационарной кривой выносливости и характера случайного нагружения, оцениваемого по полноте спектра случайного нагружения V .

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 25.507-85. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытания на усталость при эксплуатационных режимах нагружения. Общие требования. Введ. 1986-07-01. М.: Изд-во стандартов, 2005. 19 с.
2. *Sarkani S.* Feasibility of Auto-Regressive Simulation Model for Fatigue studies, *J. Structural Engineering*, 116(9), 2481-2495, 1990.
3. *Kihl D.P.* Stochastic fatigue concepts in welded surface ship structures. Departmental Report SSPD-90-173-25, US Navy: David Taylor Research Center, Bethesda, MD 200084-5000, 1990.
4. *Багмутов, В.П.* О реализации различных подходов к прогнозированию долговечности конструктивных сталей на основе моделирования поврежденности при нерегулярном переменном нагружении /В.П. Багмутов, А.Н. Савкин// Труды междунар. науч.-тех. конф. "Прочность материалов и элементов конструкций" (Киев, 28–30 сентября 2010 г.) / Отв. ред. В.Г. Трощенко. – Киев: Ин-т проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, 2011. – С.594-602
5. *Miner, M. A.* Cumulative damage in fatigue / M. A. Miner // *Journal of Applied Mechanics*. – 1945. – Vol. 67. – S. A159–A164.
6. *Козаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П.* Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник – М.: Машиностроение, 1985, 224с.
7. *Савкин А.Н.* Прогнозирование усталостной долговечности высоконагруженных конструкций/ А.Н. Савкин, В.П. Багмутов // ВолГТУ.- Волгоград, 2013. – 367с.

*С. В. Тюрин, Р. К. Касимов, А. А. Ревин, Г. В. Бойко, В. Н. Федотов**

ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ МЕЖДУ ОЧЕРЕДНЫМИ ТЕХНИЧЕСКИМИ ОБСЛУЖИВАНИЯМИ

Волгоградский государственный технический университет
*Национальный минерально-сырьевой университет "Горный",
г. Санкт-Петербург

(e-mail: tujrinsv@yandex.ru)

Рассмотрены вопросы значимости показателей эффективности торможения автомобиля (удельная тормозная сила и относительная разность тормозных сил на оси колеса), наиболее точно отражающие изменения процесса изнашивания пары: тормозная колодка – контртело.

Ключевые слова: автомобиль, испытания, ресурс, тормозная сила, тормозная колодка.

Importance braking performance (specific braking force or the relative difference in braking forces on the axis) the most accurately describe the changes in the process of wear couples “brake shoes – counterbody” are investigated.

Keywords: car, testing, resource, brake force, brake shoes.

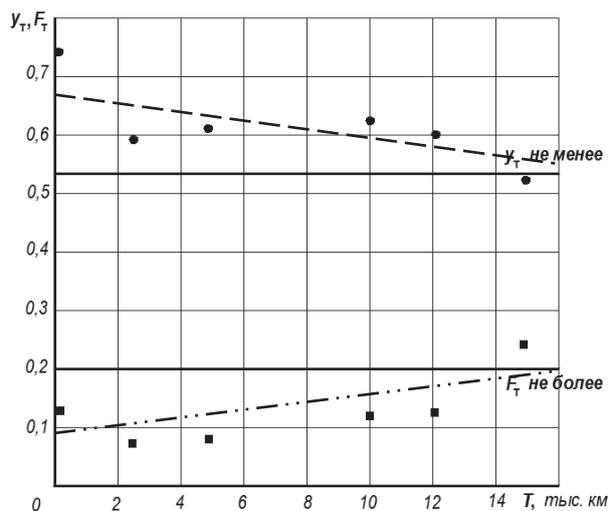
При принятии решения о конструктивном исполнении колесных тормозных механизмов вновь разрабатываемых автомобилей или повышении надежности уже существующих приходится решать ряд сложных задач, направленных на обеспечение заданной эффективности торможения. Заданная эффективность торможения должна поддерживаться на протяжении всего периода эксплуатации автомобиля при условии выполнения установленных изготовителем технических обслуживаний (ТО).

Для исследования эффективности торможения была организована подконтрольная экс-

плуатация 5 переднеприводных автомобилей моделей ВАЗ с начала установки тормозных колодок t_j планового ТО с периодичностью $\Delta t = 2500$ км: $t_j + 0$, $t_j + 2500$, $t_j + 5000$, ..., $t_j + 15000$ км, где t_j – пробег подконтрольного j -ого автомобиля на дату установки колодок.

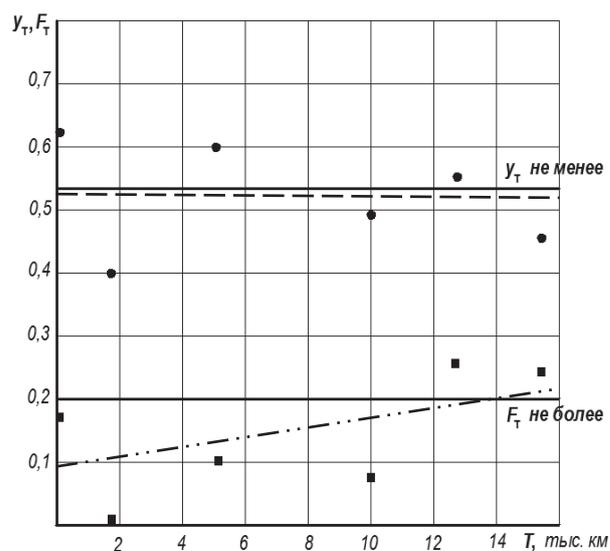
Выбор категории автомобилей был обусловлен высокой долей режима торможения в общем пробеге и возможностью достаточно точно выдержать интервалы пробегов при измерениях.

Для исключения влияния на эффективность торможения особенностей производства в пе-



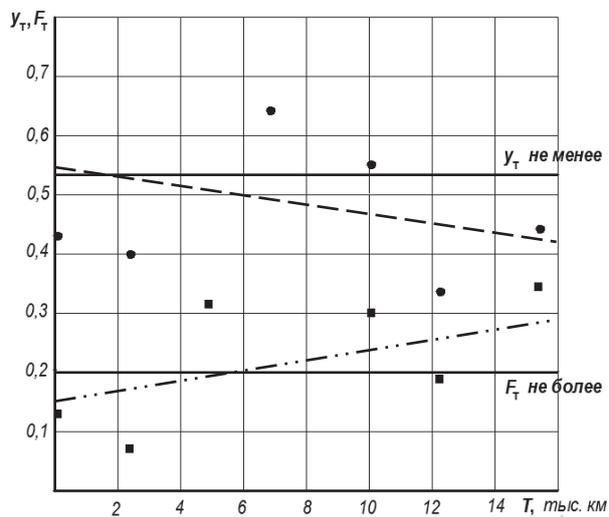
a – ВАЗ-111930, М 851 КК 34.

Общий пробег на начало наблюдений: 12,2 тыс. км.



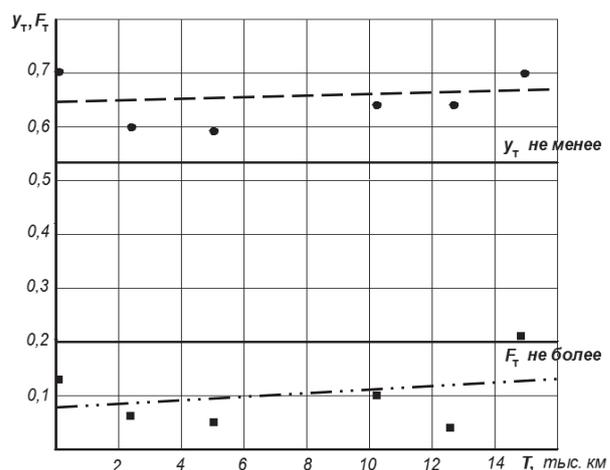
б – ВАЗ-21150, М 849 СР 34.

Общий пробег на начало наблюдений: 115,1 тыс. км.



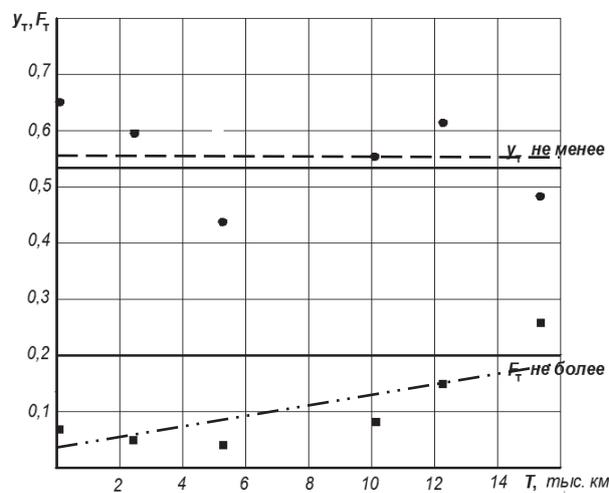
в – ВАЗ-21099, У 349 МК 34.

Общий пробег на начало наблюдений: 60,2 тыс. км.



г – ВАЗ-21150, М 252 АХ 34.

Общий пробег на начало наблюдений: 74,2 тыс. км.



д – ВАЗ-21144, М 903 МС 34.

Общий пробег на начало наблюдений: 12,1 тыс. км.

Изменения эффективности торможения переднеприводных автомобилей ВАЗ:

● – значение удельной тормозной силы; ■ – значение относительная разность тормозных сил; — — — — — нормативное значение удельной тормозной силы и относительной разности тормозных сил; — — — — — усредненная зависимость удельной тормозной силы от пробега автомобиля; — — — — — усредненная зависимость относительной разности тормозных сил от пробега автомобиля

редние колесные тормозные механизмы на автомобилях были установлены тормозные колодки одного изготовителя – ОАО «ВАТИ».

При проведении экспериментов измерения эффективности торможения автомобилей ВАЗ выполнялись на поверенном тормозном стенде СТС-3Л-СП-11 (результаты приведены в табл. 1).

Точность полученных значений соответствует заданной доверительной вероятности $\delta = 0,95$. Закон распределения случайных величин – соответствует нормальному. Проверка принадлежности экспериментальных значений одной совокупности случайных величин на основе сравнения

дисперсий показала, что дисперсии различаются не значимо, т. е. выделить характерные фазы изнашивания при заданных пробегах аналитическими методами затруднительно.

Анализ полученных данных позволил построить графики изменения показателей эффективности торможения автомобилей ВАЗ при пробеге 15 тыс. км от начала установки тормозных колодок (рис. 1). Математические модели изменения эффективности торможения имеют вид $Y_i = f(X_j)$, где X_j – удельная тормозная сила или относительная разность тормозных сил.

Эффективность торможения автомобилей ВАЗ по результатам проверки на тормозном стенде СТС 3Л-СП-11

ВАЗ-111930, М 851 КК 34 Общий пробег на начало наблюдений:			ВАЗ-21150, М 849 СР 34 Общий пробег на начало наблюдений:			ВАЗ-21099, У 349 МК 34 Общий пробег на начало наблюдений:			ВАЗ-21150, М 252 АХ 34 Общий пробег на начало наблюдений:			ВАЗ-21144, М 903 МС 34 Общий пробег на начало наблюдений:		
Пробег, км	Удельная тормозная сила	Относительная разность тормозных сил	Пробег, км	Удельная тормозная сила	Относительная разность тормозных сил	Пробег, км	Удельная тормозная сила	Относительная разность тормозных сил	Пробег, км	Удельная тормозная сила	Относительная разность тормозных сил	Пробег, км	Удельная тормозная сила	Относительная разность тормозных сил
0	0,74	0,13	0	0,62	0,17	0	0,43	0,17	0	0,70	0,13	0	0,65	0,07
2509	0,59	0,07	1753	0,40	0	2437	0,40	0,07	2418	0,60	0,06	2533	0,59	0,05
4932	0,61	0,08	5102	0,60	0,1	4952	0,64	0,32	5112	0,59	0,05	5214	0,43	0,04
1001 3	0,62	0,12	1005 0	0,49	0,07	1016 8	0,55	0,30	1024 1	0,64	0,1	1014 2	0,55	0,08
1210 2	0,60	0,13	1287 3	0,55	0,26	1231 0	0,33	0,19	1270 5	0,64	0,04	1225 6	0,61	0,15
1502 1	0,52	0,24	1554 0	0,46	0,24	1524 6	0,44	0,34	1498 3	0,70	0,21	1532 7	0,48	0,26

Примечания. Удельная тормозная сила $\gamma_T = P_T/mg$, где P_T – сумма тормозных сил на колесах оси, Н; m – масса автомобиля, приходящаяся на ось, кг. Относительная разность тормозных сил $F_T = |P_{T\text{ пр.}} - P_{T\text{ лев.}}|/P_{T\text{ max}}$, где $P_{T\text{ пр.}}$ и $P_{T\text{ лев.}}$, соответственно, тормозные силы на правом и левом колесе, Н; $P_{T\text{ max}}$ – максимальная из этих сил, Н.

При оценке эффективности торможения по показателям «удельная тормозная сила» (γ_T) и «относительная разность тормозных сил» (F_T) характерных зон процесса изнашивания выявлено не было. Это может объясняться тем, что период приработки тормозных накладок происходит при незначительном пробеге, а периода прогрессирующего износа фрикционный слой колодок не достигает из-за ограничения предельной величины износа по требованиям безопасности.

На большинстве диаграмм отражена общая тенденция изменения технического состояния деталей колесных тормозных механизмов в процессе изнашивания пар трения. Такое свойство узла трения, как эффективность торможения, снижается с увеличением пробега автомо-

биля от замены колодок. Наиболее информативно это проявляется на диаграммах изменения относительной разности тормозных сил на колесах оси.

Вместе с тем, характер расположения кривых показывает, что на эффективность торможения также оказывал влияние общий пробег автомобиля. Это обусловлено тем, что в процессе эксплуатации взаимодействие пар трения приводит не только к износу тормозных накладок, но также и к износу рабочей поверхности контртела: барабана или диска.

Износ рабочей поверхности контртела происходит менее интенсивно. Так, для передних тормозных механизмов автомобилей сроки замены тормозных колодок и тормозных дисков могут различаться на порядок. Причем, если

тормозные колодки в процессе эксплуатации неоднократно заменяются, то контртела за тот же период с эксплуатации не заменяются, что оказывает все большее воздействие на снижение эффективности торможения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Тюрин, С.В.* Изменение эффективности торможения автомобилей семейства ВАЗ-2110 в процессе эксплуатации / Тюрин С.В., Федотов В.Н. // Политранспортные системы: матер. IV Всерос. науч.-техн. конф., посвящ. 50-летию КГТУ, Красноярск, 22-24 ноября 2006 г. / Краснояр. гос. техн. ун-т. - Красноярск, 2006. - Ч.2. - С. 141-144.

2. *Дядин, К.В.* Исследование эффективности торможения переднеприводных автомобилей семейства ВАЗ на тормозном стенде СТС ЗЛ-СП-11 / Дядин К.В., Тюрин С.В., Федотов В.Н. // XIV региональная конференция молодых исследователей Волгоградской области (Волгоград, 10-13 нояб. 2009 г.): тез. докл. / ВолгГТУ [и др.]. - Волгоград, 2010. - С. 101-103.

3. *Ревин, А.А.* Метод оценки долговечности тормозных накладок по результатам подконтрольной эксплуатации аналога / Ревин А.А., Тюрин С.В., Федотов В.Н. // Автомобильная промышленность. - 2007. - № 8. - С. 38-39.

4. *Тюрин, С.В.* Режимы ускоренных испытаний тормозных накладок микроавтобусов (маршрутных такси) / Тюрин С.В., Федотов В.Н. // Изв. ВолгГТУ. Сер. Транспортные наземные системы: Межвуз. сб. науч. статей / ВолгГТУ. - Волгоград, 2004. - Вып.1, №3. - С. 85-90.

5. *Ревин, А.А.* Прогнозирование ресурса новых тормозных накладок транспортного средства / Ревин А.А., Тюрин С.В., Федотов В.Н. // Вестник транспорта. - 2006. - № 9. - С. 32-34.

6. *Полуэктов, М.В.* Общая оценка долговечности элементов автоматизированных тормозных систем автомобилей / М.В. Полуэктов, М.Г. Радченко // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 4 : межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. - Волгоград, 2011. - № 12. - С. 113-115.

7. *Бойко, Г.В.* Исследование антропогенного воздействия пассажирских транспортных средств малой вместимости / Бойко Г.В., Федотов В.Н., Богданова Е.В. // Безопасность жизнедеятельности. - 2008. - №8. - С. 19-22.

Г. А. Чернова^{}, А. В. Синьков^{*}, Т. А. Сторчилова^{**}*

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
КАРДАНОЙ ПЕРЕДАЧИ АВТОБУСА «ВОЛЖАНИН-4298»
НА ХОЛОСТЫХ ОБОРОТАХ И НА ПЕРВОЙ ПЕРЕДАЧЕ**

^{*} Волжский политехнический институт (филиал)
Волгоградского государственного технического университета
^{**} Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: stor4ilova@rambler.ru)

Получены и обработаны результаты экспериментальных исследований виброускорений автобусов «Волжанин-4298».

Ключевые слова: автобус, карданная передача, виброускорение.

Received and processed the results of experimental research of vibration accelerations of the buses «Volzhanin-4298».

Keywords: bus, driveshaft, vibration acceleration.

В процессе эксплуатации в период с 7 апреля 2010 года по 7 февраля 2013 года автобусов «Волжанин-4298» были зафиксированы неисправности карданной передачи, из-за которых автобусы снимались с линии. Автобус «Волжанин-4298» сконструирован на базе шасси Ashok Leyland типа ALPSV-3/82. Количество сходов с неисправностями карданной передачи с каждым годом приобретает все большие значения. Если в 2010 году их количество было равно 4, то в 2012 было зафиксировано 45 случаев неисправностей карданной передачи. Большое количество сходов приходится на ослабление затяжки болтов крепления карданного вала, образование люфтов в задней крестовине. Результатом вышеуказанных причин является повышенная вибрация карданных валов. [1]. В связи с этим была проведена вибрационная диагно-

стика карданной передачи данной модели автобуса.

В настоящей статье представлены основные результаты вибрационного исследования состояния карданной передачи нового автобуса и автобуса с пробегом 15 т. км.

Конструкция карданной передачи, на которой проводились измерения вибрационных характеристик, представлена на рис. 1.



Рис. 1. Конструкция карданной передачи автобуса «Волжанин-4298»

Значения виброускорения были получены по четырем параметрам: Peak, P-P, RMS, Max [2].

Peak – пиковое значение виброускорения, измеренное пиковым детектором.

Max – максимальное значение виброускорения.

P-P – размах между максимальным и минимальным пиковыми значениями вибрации.

RMS – (энергетический параметр вибрации) среднеквадратичное значение виброускорения, измеренное среднеквадратичным детектором.

Исследование проводилось на автобусе «Волжанин-4298» с помощью прибора-виброанализатора «Алгоритм-03» [3].



Рис. 2. Прибор «Алгоритм-03»

В процессе проведения измерений, исследуемые автобусы с пробегом и новый, находи-

лись на смотровых ямах в сервисном центре по гарантийному обслуживанию Scania. Измерения проводились с поддомкраченными задними колесами на холостом ходу при оборотах коленчатого вала двигателя $n_{\text{двиг.}} = 600$ об/мин и на первой передаче при $n_{\text{двиг.}} = 650$ об/мин. Вначале измерения проводились на холостом ходу. Измерения в каждой контрольной точке проводились по трем осям. Продолжительность измерений по каждой оси составляло 10 секунд. Затем виброускорение измерялось на первой передаче по тому же алгоритму.

В исследовании участвовали 3 человека: водитель, лаборант с прибором и студент-исследователь, который контролировал процесс измерений и показывал в каких точках необходимо производить крепление вибродатчика с помощью магнитного адаптера.

При проведении измерений вибродатчик прикреплялся в горизонтальной плоскости в контрольных точках: поддон двигателя и корпус КПП, а к корпусам подвесного подшипника и главной передачи крепление производилось в вертикальной плоскости, в связи с особенностями конструкции автобуса.

Измерения проводились в четырех контрольных вертикальных точках (с переключением на блоке прибора оси измерения – X, Y, Z). Схема точек крепления датчика при замерах (измерениях) виброускорений представлена на рис. 3.

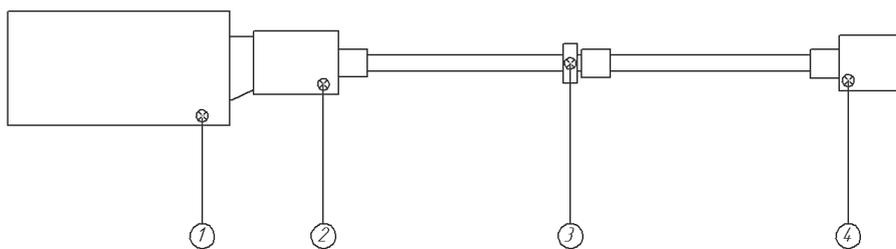


Рис. 3. Схема точек крепления датчика для проведения измерений виброускорений

Из-за особенностей конструкции автобуса, крепление вибродатчика в контрольных точках осуществлялось в разных плоскостях, поэтому полученные значения виброускорений были перераспределены по соответствующим координатным осям.

Средние значения размаха между максимальными и минимальными пиковыми значениями вибрации на холостых оборотах двигателя автобусов с пробегом и нового представлены на рис. 4.

На диаграммах (рис. 4) представлены усредненные значения размаха между макси-

мальными и минимальными пиковыми значениями вибрации, измеренные в течение 10 секунд на холостых оборотах двигателя $n_{\text{двиг.}} = 600$ об/мин, т. е. при не вращающейся карданной передаче. Как видно, величина виброускорений, измеренных на новом автобусе меньше, чем на автобусе с пробегом 15000 км.

На рис. 5 представлены диаграммы с усредненными значениями размаха между максимальными и минимальными пиковыми значениями вибрации, измеренные так же в течение 10 секунд на включенной первой передаче при оборотах двигателя $n_{\text{двиг.}} = 650$ об/мин.

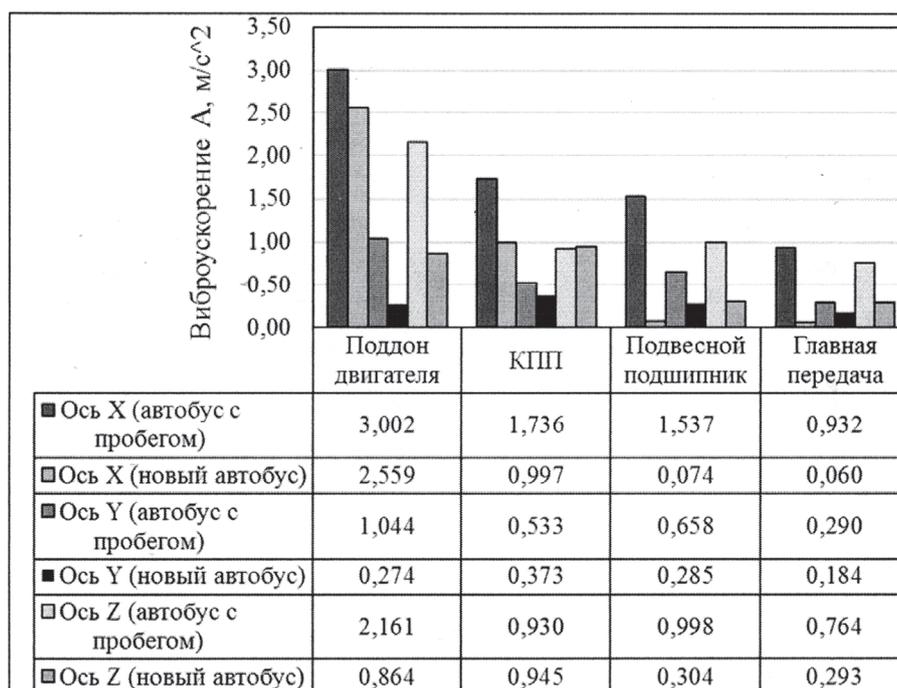


Рис. 4. Средние значения размаха между максимальными и минимальными пиковыми значениями вибрации на холостых оборотах двигателя

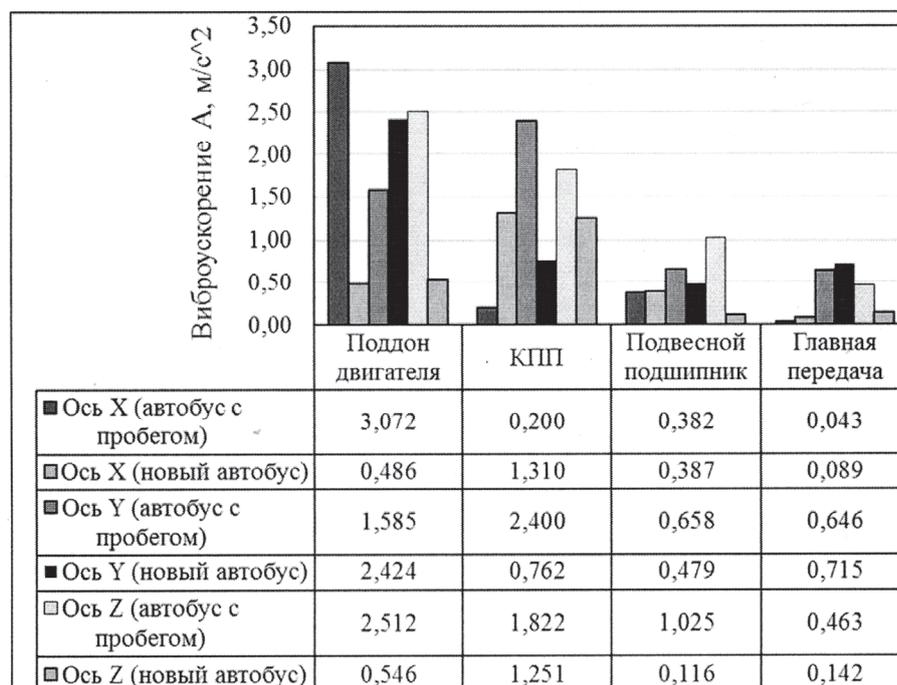


Рис. 5. Средние значения размаха между максимальными и минимальными пиковыми значениями вибрации на первой передаче

Значения вибрации на первой передаче нового автобуса ($1,310 \text{ м/с}^2$) превышают значения вибрации автобуса с пробегом ($0,200 \text{ м/с}^2$) на коробке передач в плоскости X, что может объясняться приработкой деталей со временем.

Таким образом, можно утверждать, что с приработкой значения виброускорения в определенных плоскостях (направлениях) могут уменьшаться, а затем с дальнейшей эксплуатацией увеличиваться в разной степени, завися-

шей от передачи и условий ее работы. Такой процесс может вызывать образование многочисленных неисправностей карданной передачи и выхода из строя ее элементов. Дальнейшие исследования показателей вибрации позволят использовать получаемые значения виброускорений для прогнозирования ресурса карданной передачи и неисправностей, возникающих во время эксплуатации автобусов.

Исследование и диагностика вибраций карданной передачи, с составлением журнала значений виброхарактеристик, позволит более информативно рассмотреть картину вибросостояния отдельных элементов карданной передачи и обработать полученные данные для их дальнейшего представления в удобном для анализа виде. Составление журнала позволит ускорить процесс нахождения элемента, нуждающегося в ремонте или замене.

Подводя итог, можно отметить, что значения размахов между максимальными и мини-

мальными пиковыми значениями вибрации могут использоваться как для оценки технического состояния карданной передачи, так и для прогнозирования ее состояния в зависимости от наработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Сторчилова Т.А.*, Голубев А.Г., Чернова Г.А., Бадиков К.А., Зотов Н.М. Анализ влияния кинематических характеристик на неисправности карданной передачи автобуса "Волжанин-Ритмик" // Современные наукоемкие технологии. – 2013. – № 8 (ч. 1). – С. 10–12.
2. Руководство по эксплуатации шумомера, анализатора спектра, виброметра Алгоритм-03 (Алгоритм-03-001РЭ) // ЗАО «Алгоритм-Акустика». – Москва.
3. *Сторчилова, Т.А.* Подбор средства диагностирования вибрационных характеристик карданных передач / Сторчилова Т.А., Голубев А.Г., Чернова Г.А. // Современные проблемы транспортного комплекса России : межвуз. сб. науч. тр. молодых ученых, магистрантов и аспирантов. Вып. 4 / Магнитогорский гос. техн. ун-т им. Г.И. Носова. – Магнитогорск, 2013. – С. 187–192.

К. В. Чернышов, И. М. Рябов, А. М. Ковалев, А. В. Поздеев

**ВЫВОД И АНАЛИЗ ЗАКОНА ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ
ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ
В ОДНОМАССОВОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЕ
ПРИ ГАРМОНИЧЕСКОМ ВОЗМУЩЕНИИ**

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: chernykv@rambler.ru)

В статье представлен вывод закона оптимального регулирования момента инерции маховичного динамического гасителя колебаний в одномассовой колебательной системе при гармоническом возмущении, обеспечивающего минимизацию вертикальных колебаний подрессоренной массы.

Ключевые слова: одномассовая колебательная система, динамический гаситель колебаний, оптимальное регулирование.

The article is a conclusion of law optimal control moment of inertia flywheels dynamic vibration damper in single-mass oscillatory system in the harmonic perturbation, which provides minimization of vertical oscillations of the sprung mass.

Keywords: single-mass oscillation system, dynamic vibration damper, optimal control.

Проведенные исследования подвесок с маховичными динамическими гасителями колебаний показали их высокую эффективность [1 – 8]. Однако в этих работах рассмотрены динамические гасители с постоянными параметрами, настроенные на гашение колебаний в определенном узком диапазоне частот. Тем не менее, варьирование параметров динамического гасителя позволяет существенно расширить границы этого диапазона. Данная статья посвящена вы-

воду закона оптимального регулирования параметров маховичного динамического гасителя, позволяющего значительно снизить амплитуды колебаний подрессоренной массы. Для вывода этого закона рассмотрим линейную одноопорную колебательную систему, содержащую маховичный динамический гаситель колебаний с реечной передачей, при гармоническом кинематическом возмущении, расчетная схема которой представлена на рис. 1.

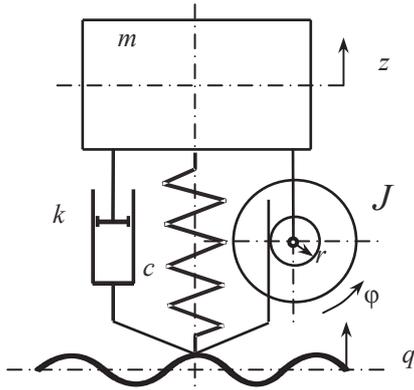


Рис. 1. Расчетная схема линейной одноопорной колебательной системы при кинематическом возмущении: m – поддрессорная масса; J – момент инерции маховика; k – коэффициент сопротивления амортизатора; c – жёсткость пружины; r – радиус шестерни рессорной передачи; z – перемещение поддрессорной массы; q – перемещение возмущающего основания (профиль дороги); φ – угол поворота маховика

Динамика этой системы описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$\frac{J}{r} \ddot{\varphi} + m \ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c(z - q) = 0 \quad (1)$$

$$\text{или } m \ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c(z - q) + \frac{J}{r^2}(\ddot{z} - \ddot{q}) = 0. \quad (2)$$

Разделив левую и правую часть на m , получим:

$$\ddot{z} + 2h(\dot{z} - \dot{q}) + \omega_0^2(z - q) + J_{\text{отн}}(\ddot{z} - \ddot{q}) = 0. \quad (3)$$

$$\text{Здесь } \omega_0^2 = \frac{c}{m}, \quad 2h = \frac{k}{m}, \quad J_{\text{отн}} = \frac{J}{mr^2}.$$

Приведем уравнение (3) к следующему виду:

$$\ddot{z}(1 + J_{\text{отн}}) + 2h\dot{z} + \omega_0^2 z = J_{\text{отн}}\ddot{q} + 2h\dot{q} + \omega_0^2 q. \quad (4)$$

Общее аналитическое решение уравнения (4) является суммой общего решения Z соответствующего однородного уравнения и частного решения \tilde{z} самого неоднородного уравнения. Общее решение соответствующего неоднородного уравнения

$$\begin{aligned} Z &= e^{-\frac{h}{1+J_{\text{отн}}}t} \left(C_1 \cos \left(\sqrt{\frac{\omega_0^2}{1+J_{\text{отн}}} - \left(\frac{h}{1+J_{\text{отн}}} \right)^2} t \right) + C_2 \sin \left(\sqrt{\frac{\omega_0^2}{1+J_{\text{отн}}} - \left(\frac{h}{1+J_{\text{отн}}} \right)^2} t \right) \right) = \\ &= e^{-\frac{h}{1+J_{\text{отн}}}t} \left(C_1 \cos \left(\frac{\sqrt{\omega_0^2 + \omega_0^2 J_{\text{отн}} - h^2}}{1+J_{\text{отн}}} t \right) + C_2 \sin \left(\frac{\sqrt{\omega_0^2 + \omega_0^2 J_{\text{отн}} - h^2}}{1+J_{\text{отн}}} t \right) \right). \end{aligned} \quad (13)$$

Введем обозначение $\psi = \frac{h}{\omega_0}$ – коэффициент апериодичности подвески без учета маховика. Тогда получим:

$$\ddot{z}(1 + J_{\text{отн}}) + 2h\dot{z} + \omega_0^2 z = 0 \quad (5)$$

находится с помощью корней соответствующего характеристического уравнения:

$$(1 + J_{\text{отн}})p^2 + 2hp + \omega_0^2 = 0. \quad (6)$$

Корни этого уравнения вычисляются по формулам:

$$\begin{aligned} p_1 &= -\frac{1}{2} \cdot \frac{2h}{1+J_{\text{отн}}} - \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{2h}{1+J_{\text{отн}}} \right)^2 - \frac{\omega_0^2}{1+J_{\text{отн}}}} = \\ &= -\frac{h}{1+J_{\text{отн}}} - \frac{\sqrt{h^2 - \omega_0^2 - \omega_0^2 J_{\text{отн}}}}{1+J_{\text{отн}}}, \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} p_2 &= -\frac{1}{2} \cdot \frac{2h}{1+J_{\text{отн}}} + \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{2h}{1+J_{\text{отн}}} \right)^2 - \frac{\omega_0^2}{1+J_{\text{отн}}}} = \\ &= -\frac{h}{1+J_{\text{отн}}} + \frac{\sqrt{h^2 - \omega_0^2 - \omega_0^2 J_{\text{отн}}}}{1+J_{\text{отн}}}. \end{aligned} \quad (8)$$

Тогда если p_1 и p_2 – действительные корни, то

$$Z_1 = e^{p_1 t} = e^{-\left(\frac{h}{1+J_{\text{отн}}} + \frac{\sqrt{h^2 - \omega_0^2 - \omega_0^2 J_{\text{отн}}}}{1+J_{\text{отн}}} \right) t}, \quad (9)$$

$$Z_2 = e^{p_2 t} = e^{-\left(\frac{h}{1+J_{\text{отн}}} - \frac{\sqrt{h^2 - \omega_0^2 - \omega_0^2 J_{\text{отн}}}}{1+J_{\text{отн}}} \right) t} \quad (10)$$

$$\text{и } Z = e^{-\frac{h}{1+J_{\text{отн}}}t} \left(C_1 e^{\frac{\sqrt{h^2 - \omega_0^2 - \omega_0^2 J_{\text{отн}}}}{1+J_{\text{отн}}}t} + C_2 e^{\frac{\sqrt{h^2 - \omega_0^2 - \omega_0^2 J_{\text{отн}}}}{1+J_{\text{отн}}}t} \right), \quad (11)$$

если $p_1 = p_2 = -\frac{h}{1+J_{\text{отн}}}$, то

$$Z = e^{-\frac{h}{1+J_{\text{отн}}}t} (C_1 + C_2 t), \quad (12)$$

если p_1 и p_2 – комплексные корни, то

– если p_1 и p_2 – действительные корни, то

$$\text{и } Z = e^{-\frac{\psi \omega_0}{1+J_{\text{отн}}}t} \left(C_1 e^{-\frac{\omega_0 \sqrt{\psi^2 - 1 - J_{\text{отн}}}}{1+J_{\text{отн}}}t} + C_2 e^{\frac{\omega_0 \sqrt{\psi^2 - 1 - J_{\text{отн}}}}{1+J_{\text{отн}}}t} \right), \quad (14)$$

– если $p_1 = p_2 = -\frac{h}{1+J_{отн}}$, то $Z = e^{-\frac{h}{1+J_{отн}}t} (C_1 + C_2t)$, (15)

– если p_1 и p_2 – комплексные корни, то

$$Z = e^{-\frac{\psi\omega_0}{1+J_{отн}}t} \left(C_1 \cos\left(\frac{\sqrt{1+J_{отн}-\psi^2}}{1+J_{отн}}\omega_0t\right) + C_2 \sin\left(\frac{\sqrt{1+J_{отн}-\psi^2}}{1+J_{отн}}\omega_0t\right) \right). \quad (16)$$

Из полученных формул следует:

1) h – относительный коэффициент демпфирования подвески без маховика;

2) $\frac{h}{1+J_{отн}}$ – относительный коэффициент демпфирования подвески с маховиком;

3) ω_0 – собственная частота подвески без маховика и амортизатора;

4) $\omega_0\sqrt{1-\psi^2}$ – собственная частота подвески с амортизатором без маховика;

5) $\frac{\omega_0}{\sqrt{1+J_{отн}}}$ – собственная частота подвески с маховиком и без амортизатора;

6) $\frac{\sqrt{1+J_{отн}-\psi^2}}{1+J_{отн}}\omega_0$ – собственная частота

подвески с маховиком и амортизатором.

Анализ формул пунктов 5 и 6 показывает, что маховик снижает собственную частоту колебаний подвески.

Получено также частное решение неоднородного уравнения (4) при условии, что правая часть уравнения представляет гармоническое возмущение

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

где q_0 – амплитуда возмущения, ω – частота возмущения:

$$\tilde{z} = q_0 \sqrt{\frac{(\omega_0^2 - \omega^2 J_{отн})^2 + 4h^2 \omega^2}{(\omega_0^2 - \omega^2 - \omega^2 J_{отн})^2 + 4h^2 \omega^2}} \sin\left(\omega t - \arctg \frac{2h\omega^3}{(\omega_0^2 - \omega^2 J_{отн})(\omega_0^2 - \omega^2 - \omega^2 J_{отн}) + 4h^2 \omega^2}\right). \quad (18)$$

Это выражение можно представить также в виде

$$\tilde{z} = q_0 \sqrt{\frac{(1-\iota^2 J_{отн})^2 + 4\psi^2 \iota^2}{(1-\iota^2 - \iota^2 J_{отн})^2 + 4\psi^2 \iota^2}} \sin\left(\omega t - \arctg \frac{2\psi \iota^3}{(1-\iota^2 J_{отн})(1-\iota^2 - \iota^2 J_{отн}) + 4\psi^2 \iota^2}\right), \quad (19)$$

где $\iota = \frac{\omega}{\omega_0}$ – относительная частота возмущения.

Поскольку для автомобильных подвесок характерно, что p_1 и p_2 являются комплексными величинами, то общее аналитическое решение уравнения (4) при этом допущении имеет следующий вид:

$$z = e^{-\frac{\psi\omega_0}{1+J_{отн}}t} \left(C_1 \cos\left(\frac{\sqrt{1+J_{отн}-\psi^2}}{1+J_{отн}}\omega_0t\right) + C_2 \sin\left(\frac{\sqrt{1+J_{отн}-\psi^2}}{1+J_{отн}}\omega_0t\right) \right) + q_0 \sqrt{\frac{(1-\iota^2 J_{отн})^2 + 4\psi^2 \iota^2}{(1-\iota^2 - \iota^2 J_{отн})^2 + 4\psi^2 \iota^2}} \sin\left(\omega t - \arctg \frac{2\psi \iota^3}{(1-\iota^2 J_{отн})(1-\iota^2 - \iota^2 J_{отн}) + 4\psi^2 \iota^2}\right). \quad (20)$$

С целью выявления оптимальной (с точки зрения минимизации амплитуд колебаний подвески массы) величины относительного момента инерции маховика, для каждой частоты (относительной частоты) колебаний исследуем на экстремум функцию

$$K(J_{отн}) = \sqrt{\frac{(1-\iota^2 J_{отн})^2 + 4\psi^2 \iota^2}{(1-\iota^2 - \iota^2 J_{отн})^2 + 4\psi^2 \iota^2}}.$$

Для этого введем обозначение: $y = 1 - \iota^2 J_{отн}$. Получим

$$K(y) = \sqrt{\frac{y^2 + 4\psi^2 \iota^2}{(y - \iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}}. \quad (21)$$

Найдем производную полученной функции:

$$\frac{dK(y)}{dy} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{(y - \iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}{y^2 + 4\psi^2 \iota^2}} \times \frac{2y \cdot [(y - \iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2] - 2(y - \iota^2) \cdot [y^2 + 4\psi^2 \iota^2]}{[(y - \iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2]^2}. \quad (22)$$

Приравняв производную нулю, получим уравнение:

$$y^2 - \iota^2 y - 4\psi^2 \iota^2 = 0. \quad (23)$$

Корни полученного уравнения:

$$y_{1,2} = \frac{\iota^2 \pm \sqrt{\iota^4 + 16\psi^2 \iota^2}}{2}. \quad (24)$$

Отсюда $J_{\text{отн } 1,2} = \frac{1}{\iota^2} - \frac{1}{2} \mp \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{4\psi^2}{\iota^2}}.$ (25)

Из полученных значений

$$J_{\text{отн } 1} = \frac{1}{\iota^2} - \frac{1}{2} - \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{4\psi^2}{\iota^2}}$$

и $J_{\text{отн } 2} = \frac{1}{\iota^2} - \frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{4\psi^2}{\iota^2}}$

первое соответствует максимуму коэффициен-

$$K_{\text{отн}}(\iota) = \sqrt{\frac{(\iota - \sqrt{\iota^2 + 16\psi^2})^2 + 16\psi^2}{(-\iota - \sqrt{\iota^2 + 16\psi^2})^2 + 16\psi^2}} = \sqrt{\frac{\iota^2 + 16\psi^2 - \iota\sqrt{\iota^2 + 16\psi^2}}{\iota^2 + 16\psi^2 + \iota\sqrt{\iota^2 + 16\psi^2}}} = \frac{4\psi\sqrt{\iota^2 + 16\psi^2}}{\iota^2 + 16\psi^2 + \iota\sqrt{\iota^2 + 16\psi^2}}. \quad (28)$$

В частном случае, при отсутствии демпфирования ($\psi = 0$)

$$K_{\text{отн}}(\iota) = 0, \quad (29)$$

что означает отсутствие колебаний подрессоренной массы и затрат энергии на гашение колебаний.

Для практической реализации закона оптимального регулирования относительного момента инерции маховичного динамического гасителя колебаний можно использовать, например, конструкцию, представленную на рис. 2.

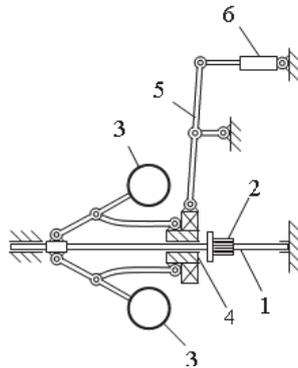


Рис. 2. Схема динамического гасителя колебаний в виде усовершенствованного регулятора Уатта: 1 – вал; 2 – шестерня реечной передачи, закрепленная на валу; 3 – маховые массы; 4 – муфта; 5 – коромысло; 6 – регулирующий механизм

Момент инерции маховых масс 3 (рис. 2), относительно оси вала 2 изменяется регулирующим механизмом 6 (электрическим, гидрав-

та динамичности $K(J_{\text{отн}})$, а второе – его минимуму.

Таким образом, получен закон оптимального регулирования относительного момента инерции маховика, применение которого минимизирует амплитуду колебаний подрессоренной массы, в функции относительной частоты возмущения:

$$J_{\text{отн}}(\iota) = \frac{1}{\iota^2} - \frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{4\psi^2}{\iota^2}}. \quad (26)$$

В частном случае, при $\psi = 0$,

$$J_{\text{отн}} = \frac{1}{\iota^2} - \frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4}} = \frac{1}{\iota^2}. \quad (27)$$

Оптимальная амплитудно-частотная характеристика колебательной системы при наличии демпфирования будет иметь вид:

лическим или механическим), путем изменения расстояния маховых масс от оси вращения.

На рис. 3. приведены амплитудно-частотные характеристики параметров колебаний подвески с оптимальным регулированием относительного момента инерции маховичного динамического гасителя колебаний и закон оптимального регулирования при различном уровне демпфирования.

Анализ графиков, приведенных на рис. 3, показывает, какой значительный результат дает оптимальное регулирование момента инерции маховичного динамического гасителя колебаний по снижению колебаний подрессоренной массы. Так, у амплитудно-частотных характеристик перемещений (синие линии на графиках 3, а, б и в) нет резонансных пиков. Наоборот, при возбуждении колебаний с частотой собственных колебаний при штатном демпфировании $\psi = 0,2$ (рис. 3, б) амплитуда колебаний подрессоренной массы в резонансе ($\iota = 1$) более чем в 4 раза меньше амплитуды гармонического возмущения (в относительных координатах равна 1). В классической виброзащитной системе, с таким же уровнем демпфирования амплитуда колебаний подрессоренной массы в резонансе в 2,7 раза больше амплитуды гармонического возмущения. Причем колебания объекта виброзащиты уменьшаются при снижении демпфирования и при его отсутствии становятся равными нулю – очень хороший результат.

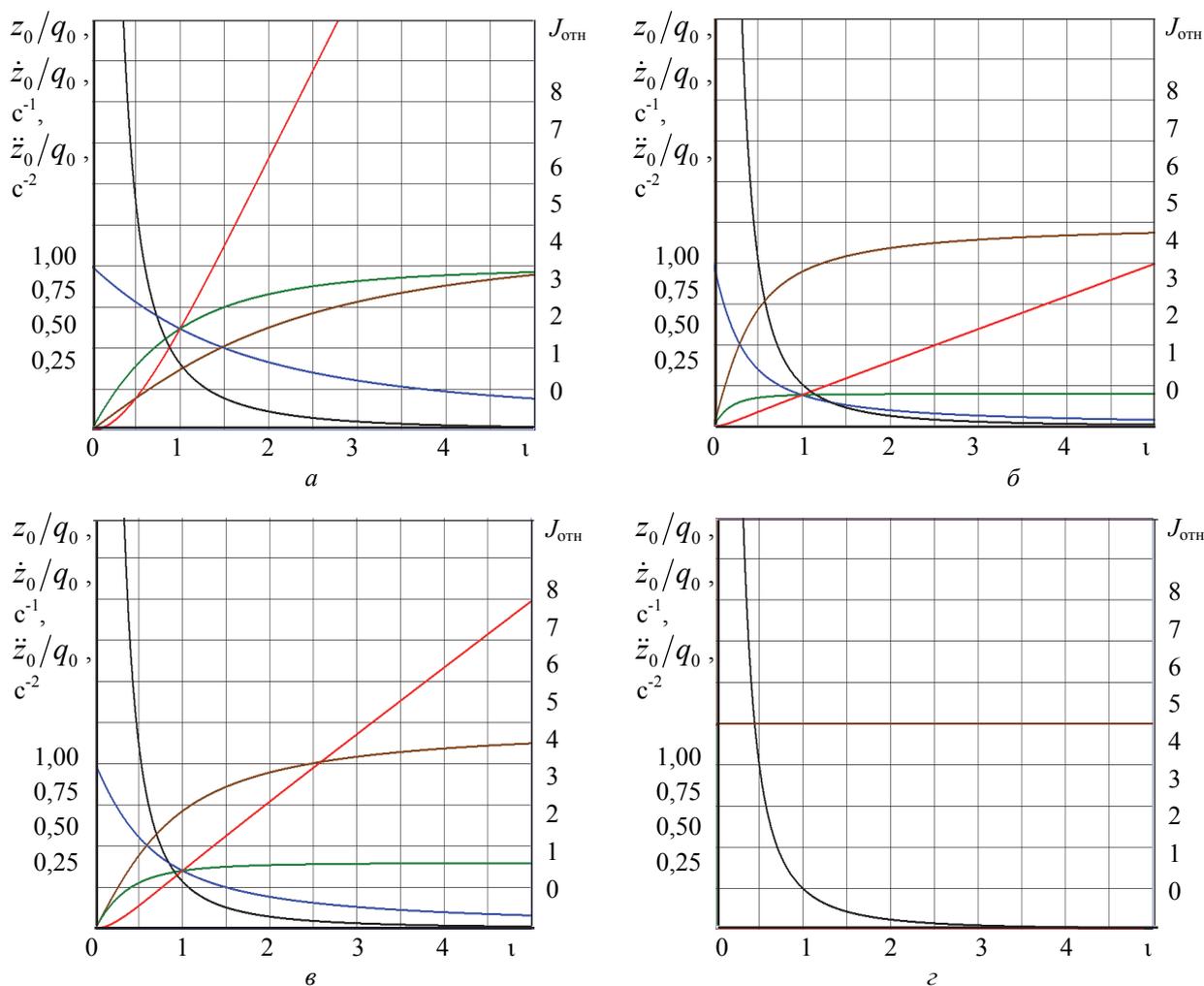


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики параметров колебаний поддресоренной массы при оптимальном регулировании относительного момента инерции маховичного динамического гасителя колебаний и закон оптимального регулирования при различном уровне демпфирования:

- a – при $\psi = 0,5$; $б$ – при $\psi = 0,2$; $в$ – при $\psi = 0,1$; $г$ – при $\psi = 0$
- перемещения
 - скорости
 - ускорения
 - сдвиг фазы колебаний
 - относительный момент инерции маховика (закон оптимального регулирования)

Для уменьшения габаритов и массы, динамического гасителя колебаний, в приводе вращения маховика целесообразно использовать мультипликатор, повышающий частоту вращения маховика при накоплении им энергии. Когда маховик отдает свою энергию колебательной системе, мультипликатор становится редуктором. Математическая модель колебательной системы подвески с маховиком и редуктором-мультипликатором выглядит следующим образом:

$$\frac{i_p J}{r} \ddot{\phi} + m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c(z - q) = 0 \quad (30)$$

$$\text{или } m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c(z - q) + \frac{i_p^2 J}{r} (\ddot{z} - \ddot{q}) = 0. \quad (31)$$

Здесь i_p – передаточное число редуктора-мультипликатора. Таким образом, использование редуктора-мультипликатора позволяет снизить момент инерции маховика в i_p^2 раз и, соответственно, его массу и габариты.

Общее аналитическое решение уравнения (31) применительно к автомобильным подвескам (когда p_1 и p_2 являются комплексными величинами) имеет следующий вид:

$$z = e^{\frac{-\psi \cdot \omega_0}{1+i_p^2 J_{\text{отн}}} t} \left(C_1 \cos \left(\frac{\sqrt{1+i_p^2 J_{\text{отн}} - \psi^2}}{1+i_p^2 J_{\text{отн}}} \omega_0 t \right) + C_2 \sin \left(\frac{\sqrt{1+i_p^2 J_{\text{отн}} - \psi^2}}{1+i_p^2 J_{\text{отн}}} \omega_0 t \right) \right) + q_0 \sqrt{\frac{(1-i^2 i_p^2 J_{\text{отн}})^2 + 4\psi^2 i^2}{(1-i^2 - i^2 i_p^2 J_{\text{отн}})^2 + 4\psi^2 i^2}} \sin \left(\omega t - \arctg \frac{2\psi i^3}{(1-i^2 i_p^2 J_{\text{отн}})(1-i^2 - i^2 i_p^2 J_{\text{отн}}) + 4\psi^2 i^2} \right), \quad (32)$$

коэффициент динамичности подвески

$$K = \sqrt{\frac{(1-i^2 i_p^2 J_{\text{отн}})^2 + 4\psi^2 i^2}{(1-i^2 - i^2 i_p^2 J_{\text{отн}})^2 + 4\psi^2 i^2}}, \quad (33)$$

сдвиг фазы колебаний поддресоренной массы

$$\varphi = -\arctg \frac{2\psi i^3}{(1-i^2 i_p^2 J_{\text{отн}})(1-i^2 - i^2 i_p^2 J_{\text{отн}}) + 4\psi^2 i^2}. \quad (34)$$

Из формулы (35) видно, что коэффициент динамичности подвески зависит от передаточного числа редуктора-мультипликатора i_p . Поэтому, задавшись определенными значениями относительного коэффициента затухания подвески ψ и относительного момента инерции маховика $J_{\text{отн}}$, можно определить закон оптимального регулирования (с точки зрения минимизации амплитуд колебаний поддресоренной массы) передаточного числа редуктора-мультипликатора при изменении относительной частоты колебаний. Редуктор-мультипликатор, позволяющий плавно изменять передаточное число называется вариатором.

Исследуем на экстремум функцию $K(i_p)$ для вариатора. Введем обозначение: $y = 1 - i^2 i_p^2 J_{\text{отн}}$. Получим

$$K(y) = \sqrt{\frac{y^2 + 4\psi^2 i^2}{(y - i^2)^2 + 4\psi^2 i^2}}. \quad (35)$$

Полученная функция имеет минимум при условии, что:

$$y = \frac{i^2 - \sqrt{i^4 + 16\psi^2 i^2}}{2}. \quad (36)$$

$$\text{Отсюда } 1 - i^2 i_p^2 J_{\text{отн}} = \frac{i^2 - \sqrt{i^4 + 16\psi^2 i^2}}{2}, \quad (37)$$

и закон оптимального регулирования вариатора привода маховика будет иметь вид

$$i_p = \sqrt{\frac{1}{J_{\text{отн}}} \left(\frac{1}{i^2} - \frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{4\psi^2}{i^2}} \right)}. \quad (40)$$

В частном случае, при $\psi = 0$,

$$i_p = \frac{1}{i \sqrt{J_{\text{отн}}}}. \quad (41)$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Рябов, И. М. Амортизаторы с рекуперацией энергии в цикле колебаний / И. М. Рябов, В. В. Новиков, К. В. Чернышов, В. В. Воробьев, А. В. Галов // Справочник. Инженерный журнал. – М.: Машиностроение, 2001. – №7. – С. 31–34.
2. Рябов, И. М. Математическая модель подвески транспортного средства с инерционно-фрикционным амортизатором / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, В. В. Воробьев, И. Н. Уруков // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. – Вып. 3. № (21). – С. 29–31.
3. Рябов, И. М. Математическое моделирование релаксационной подвески АТС с инерционным элементом / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев // Изв. ВолгГТУ. Серия “Наземные транспортные системы”. Вып. 3: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 80–82.
4. Рябов, И. М. Теоретическое исследование и выбор рациональных параметров релаксационной подвески АТС с инерционным элементом / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев // Изв. ВолгГТУ. Серия “Наземные транспортные системы”. Вып. 3: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 83–86.
5. Рябов, И. М. Типы конструкций инерционно-фрикционных амортизаторов, их моделирование и испытания / И. М. Рябов, В. В. Новиков, А. В. Поздеев, К. В. Чернышов, А. С. Митрошенко // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 4. – С. 23–26.
6. Пат. 2142585 РФ, МКИ F 16 F 7/10, В 60 G 13/18. Амортизатор / Рябов И. М., Новиков В. В.; ВолгГТУ. – Бюл. № 34, – 1999.
7. Пат. 2142586 РФ, МКИ F 16 F 7/10, В 60 G 13/18. Амортизатор / Рябов И. М., Новиков В. В.; ВолгГТУ. – Бюл. № 34, – 1999.
8. Пат. 2313014 РФ, МПК 7/10 В 60 G 15/30, F16 F 15/30 Амортизатор / Рябов И. М., Чернышов К. В., Воробьев В. В., Соколов А. Ю., ВолгГТУ. – Бюл. № 35, – 2007.

УДК 629.114.2.042.027

*К. В. Шеховцов, А.В. Победин, Н. С. Соколов-Добрев, М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов***ОЦЕНКА ВИБРОЗАЩИТНЫХ СВОЙСТВ ШТАТНОЙ
И ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КАБИНЫ
В СООТВЕТСТВИИ С ТРЕБОВАНИЯМИ СТАНДАРТОВ****Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: shehovtsov@vstu.ru)

В статье методами математического моделирования выполнена сравнительная оценка виброзащитных свойств систем подрессоривания кабин тракторов со штатными и динамическими гасителями колебаний.

Ключевые слова: кабина, штатный виброизолятор, динамический виброизолятор.

The article describes the principle of dynamic vibration absorbers operating and the tractor cabin vibration isolator construction, which operates on this principle.

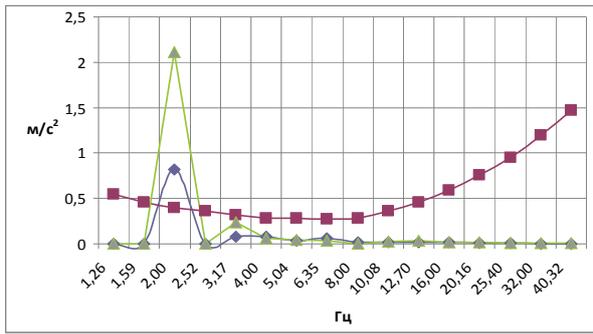
Keywords: cabin, vibration isolator, dynamic vibration absorbtion.

Параметры вибровоздействий на оператора трактора регламентируются ГОСТом 12.1.012-90. В международной практике для оценки этих воздействий используется стандарт ИСО 2631-74. Он устанавливает более жесткие, по сравнению с ГОСТом, требования на параметры вертикальных виброускорений в диапазоне частот от 0,63 до 125 Гц, в котором находятся частоты большинства имеющих значение возмущений, действующих в эксплуатации на пол кабины.

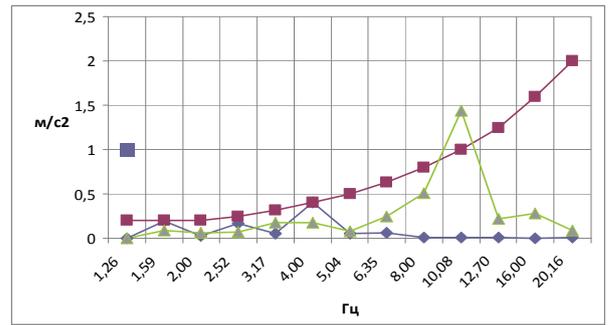
В стандарте ИСО 2631-74 приводятся диаграммы, в соответствии с которыми выполняется оценка качества систем подрессоривания трактора. Эти диаграммы регламентируют продолжительность работы оператора при воздействии на него колебаний со стандартными частотами третьоктавного спектра в зависимости от уровня виброускорений. В соответствии с этими диаграммами выполнена оценка виброзащитных свойств систем подрессоривания кабины и сиденья с использованием штатных и динамических виброизоляторов [1, 2, 3, 6]. С использованием разработанной модели трактора ВТ-100 с пространственно-динамическим представлением гусеничной ходовой системы и систем подрессоривания остова, двигателя, кабины и сиденья [1, 4, 5] выполнены численные эксперименты с целью исследования вибронегруженности рабочего места оператора при движении трактора на 3 и 7 передачах без крюковой нагрузки и с крюковой нагрузкой по ровной поверхности и по полигонам с единичными, периодическими и случайными неровностями. С помощью про-

граммного спектроанализатора выполнена обработка полученных числовых осциллограмм и получены третьоктавные спектры вертикальных и продольно-угловых ускорений кабины и сиденья. На рис. 1 для примера приведены третьоктавные спектры виброускорений сиденья и кабины при движении без крюковой нагрузки по выше описанным полигонам, на рис. 2 – с крюковой нагрузкой. Треугольным маркером помечены зависимости для случаев, когда в системе подрессоривания кабины использованы штатные резиновые виброизоляторы, ромбовидным – когда использованы виброизоляторы, работающие по принципу динамического гашения колебаний, квадратным – зависимость по стандарту ISO, регламентирующая продолжительность работы оператора в 8 часов (рабочая смена) при данном частотном составе и уровне виброускорений.

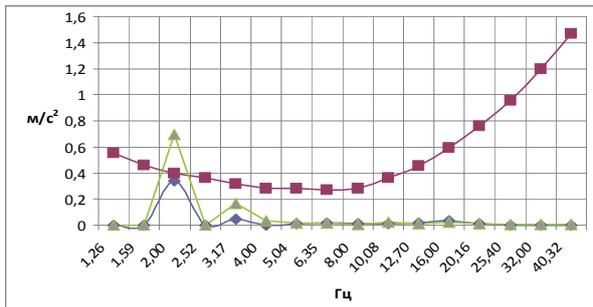
Анализ всего комплекта графиков свидетельствует о том [1, 4, 5], что за исключением небольшого количества случаев, виброзащитные свойства системы подрессоривания с динамическими виброизоляторами оказываются существенно лучшими в диапазоне частот эксплуатационных воздействий. Пики на графиках вертикальных и горизонтальных ускорений на разных частотах системы подрессоривания со штатными виброизоляторами на графиках с динамическими виброизоляторами либо отсутствуют, либо существенно снижаются. Следовательно, практически на всех режимах движения обеспечивается лучшая виброзащита рабочего места оператора.



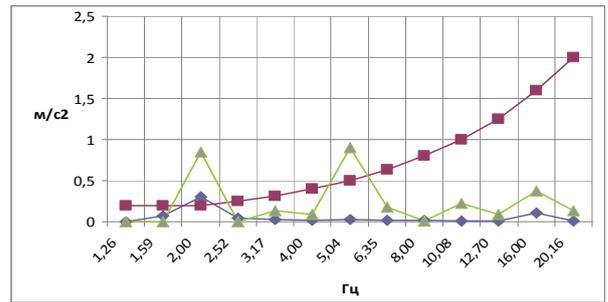
Вертикальные ускорения сиденья.
Периодическая неровность



Горизонтальные ускорения кабины.
Периодическая неровность

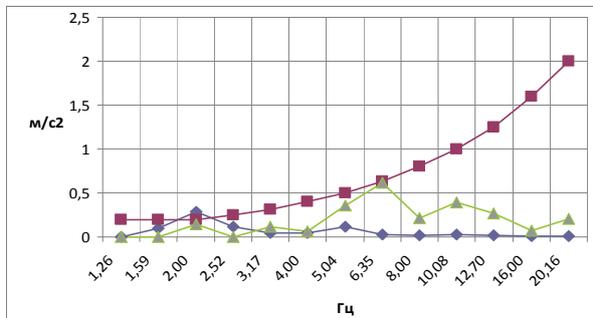


Вертикальные ускорения сиденья.
Случайная неровность

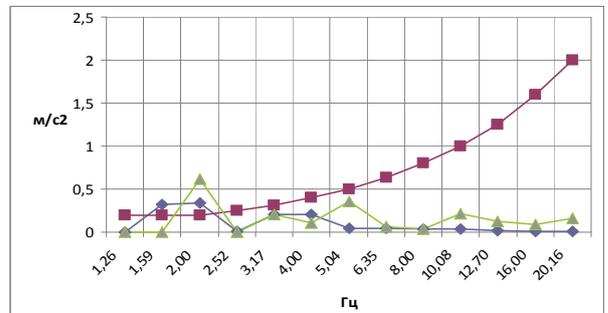


Горизонтальные ускорения кабины.
Ровная поверхность

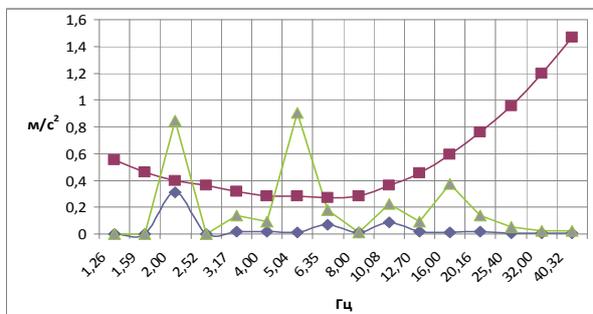
Рис. 1. Примеры полученных диаграмм при движении без крюковой нагрузки



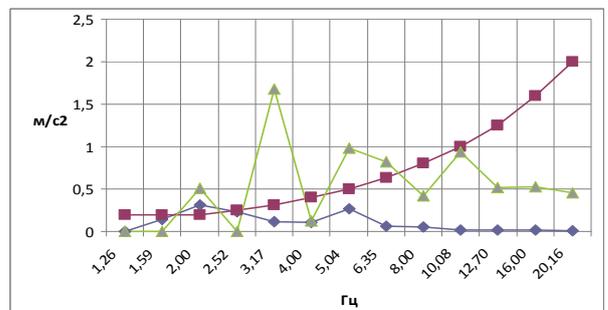
Горизонтальные ускорения кабины.
Ровная поверхность



Горизонтальные ускорения кабины.
Единичная неровность



Вертикальные ускорения сиденья.
Случайная неровность



Горизонтальные ускорения кабины.
Периодическая неровность

Рис. 2. Примеры полученных диаграмм при движении с крюковой нагрузкой

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Шеховцов, К.В.* Подрессоривание кабин тракторов с использованием динамических гасителей колебаний / Шеховцов К.В., Победин А.В., Соколов-Добрев Н.С., Шеховцов В.В. // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 6: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – № 10. – С. 43-46.
2. *Шеховцов, В.В.* Экспериментальное определение характеристик виброизоляторов кабины трактора / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, В.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, К.В. Шеховцов // Международный научно-исследовательский журнал = Research Journal of International Studies. – 2013. – № 7-2. – С. 118-122.
3. *Шеховцов, В.В.* Технические решения упруго-демпфирующих устройств подвески кабины трактора / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, В.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, К.В. Шеховцов // Международный научно-исследовательский журнал = Research Journal of International Studies. – 2013. – № 7-2. – С. 122-125.
4. Модель подвески кабины трактора / А.В. Победин, О.Д. Косов, В.В. Шеховцов, К.В. Шеховцов // Прогресс транспортных средств и систем – 2009: матер. междунар. н.-пр. конф., Волгоград, 13-15 окт. 2009 г.: в 2 ч. Ч. 1 / ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2009. – С. 222-223.
5. Разработка модели и расчетные исследования подвески кабины транспортного средства / В.В. Шеховцов, А.В. Победин, М.В. Ляшенко, К.В. Шеховцов // Проектирование колесных машин: матер. всерос. науч.-техн. конф., посвящ. 100-летию начала подгот. инж. по автомобильной специальности в МГТУ им. Н.Э. Баумана (25-26 дек. 2009 г.) / ГОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". – М., 2010. – С. 184-188.
6. Положительное решение о выдаче патента на п. м. от 15.06.2013 г. МПК F16F3/093, F16F1/373. / Виброизолятор кабины транспортного средства / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, А.В. Победин, В.П. Шевчук, М.В. Ляшенко, К.В. Шеховцов; Заявка № 2013127453, приоритет от 17.06.2013 г.

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

УДК 621.436.12

А. М. Ларцев

ВЛИЯНИЕ ТИПА ТУРБОКОМПРЕССОРА НА ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ ПРИ ЕГО ФОРСИРОВАНИИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: rces@vstu.ru)

В статье рассматриваются особенности форсирования двигателя воздушного охлаждения с различными турбокомпрессорами. Приведены результаты индицирования и термометрирования по цилиндрам дизеля.

Ключевые слова: форсирование, давление, температура, дизель.

The article considers the peculiarities of forcing the engine of air cooling with a variety of turbochargers. Given the results of measuring the pressure and temperature of the cylinder diesel engine.

Keywords: forcing, pressure, temperature, diesel.

Серийное производство двигателей воздушного охлаждения большой мощности характеризуется наличием разнообразного специализированного оборудования, предназначенного для изготовления отдельных деталей двигателя. Это и автоматические линии для обработки головки цилиндра, и обрабатывающие центры для изготовления картера, и специализированные станки для обработки коленчатого и распределительного валов, и сложная литейная оснастка. Перечень можно продолжить. Отметим, что при наличии большого количества специализированного оборудования конструктивные изменения, например, такие как изменение диаметра коренных опор коленчатого вала, диаметра цилиндра двигателя или хода поршня крайне не желательны. Это связано, как правило, с необходимостью замены дорогостоящего оборудования и как следствие большими финансовыми и временными потерями. Поэтому при форсировании двигателя необходимо, повышая уровень его среднего эффективного давления, сохранять основные конструктивные размеры деталей остова, цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма неизменными.

В свете изложенного перед сотрудниками Волгоградского моторного завода стояла еще более сложная задача: создание тяжелого тракторного двигателя с различными уровнями фор-

сирования предназначенного для эксплуатации в экстремальных условиях и обладающего приемлемой ценой для отечественного потребителя. Выполнение поставленных задач потребовало проведения конструкторско-исследовательскими службами предприятия большого объема научно-исследовательских работ, которые позволили создать несколько модификаций двигателя 8ЧВН15/16, комплектуемых как исключительно отечественными узлами и деталями, так и в комбинации с импортными.

Влияние параметров турбокомпрессора на показатели дизеля воздушного охлаждения известно [2]. Однако еще большая зависимость параметров двигателя от турбокомпрессора наблюдается при его форсировании. Это хорошо видно на примере форсирования двигателя В-400 с ТКР8,5С-7 производства Дергачевского завода турбокомпрессоров (Украина) и ТКР S3A «Schwitzer» (Германия).

Проведение форсирования двигателя [1] практически всегда связано с определением предельных функциональных возможностей турбокомпрессора. С этой целью на двигателе В-400 проведены испытания ТКР8,5С-7 с увеличением мощности до 450 л.с. [4] и подбором оптимального угла опережения впрыска топлива по минимальному удельному эффективному расходу топлива. Результаты испытаний приведены в таблице.

Как видно после форсирования заметно снизился технический уровень двигателя:

1. Возросла теплонапряженность (рост температуры головки цилиндра на 20°C, а температуры отработавших газов на 46°C).

2. Ухудшилась экономичность более чем на

10 г/кВт*час.

3. Произошло снижение α с 1,84 до 1,76 за счет незначительного прироста (по сравнению с расходом топлива) расхода воздуха.

4. Обороты вентилятора возросли до 4590 мин⁻¹. ($n_{\text{вmax}}=4500$ мин⁻¹).

Показатели двигателя 8ЧВН 15/16 при его форсировании с ТКР8,5С-7

Наименование показателя	Численные значения	
	В-400	В-450
Эксплуатационная мощность N_e , кВт/л.с.	290/394	339/461
Частота вращения коленчатого вала n , мин ⁻¹	1740	1898
Расход топлива g_e , г/кВт*час	239	249
Массовый расход воздуха G_b , кг/ч	1794	2084
Коэффициент избытка воздуха α	1,84	1,76
Температура отработавших газов после турбины T'_t , °К	747	793
Температура головки цилиндра, °К	397	417
Обороты вентилятора n_b , мин ⁻¹	4272	4590
Угол опережения подачи топлива θ , град	32	37

Приведенные значения параметров свидетельствуют об исчерпании возможностей турбокомпрессора ТКР8,5С-7 при мощностях свыше 410-420л.с.

Двигатель был поставлен на 200 часовые испытания на надежность, которые на 34 часу были прекращены ввиду его тяжелого теплового состояния. При непрерывной работе двигателя более 1,5 часов температура головок цилиндра поднималась свыше 433°К, а выпускные коллектора принимали малиновый цвет при температуре выхлопных газов после турбины свыше 793°К. При этом обороты вентилятора приближались к 4700мин⁻¹. Испытания были остановлены ввиду угрозы отказа цилиндропоршневой группы и (или) головки цилиндра.

Несколько иная картина наблюдается при использовании ТКР S3A «Schwitzer» [3]. Двигатель В-400, укомплектованный турбокомпрессором S3A, более приспособлен к повышению эффективной мощности. Все параметры двигателя находятся в допустимых пределах, что подтверждается результатами испытаний:

-стабильный удельный эффективный расход топлива ($g_e=230$ г/кВт*час);

- частота вращения вентилятора не превышает $n_b=4110$ мин⁻¹;

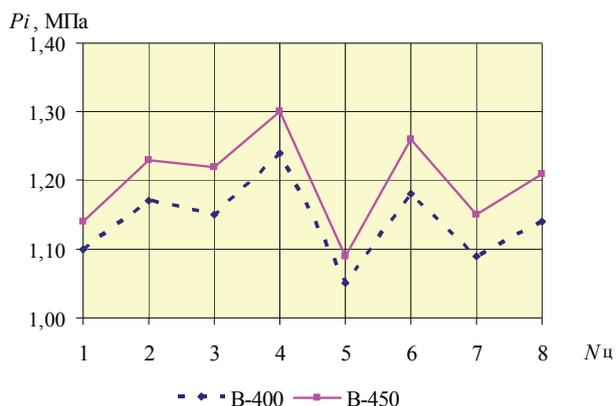
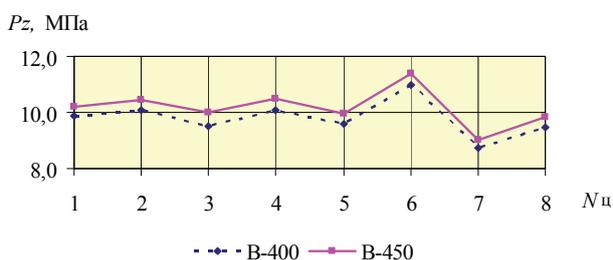
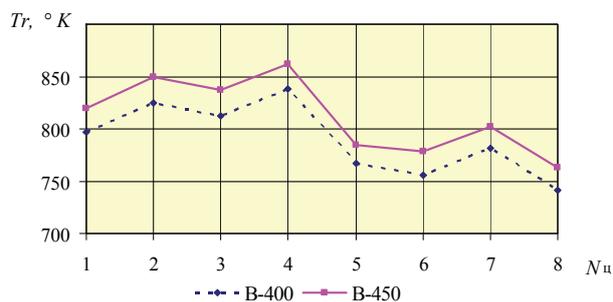
- уверенное повышение расхода воздуха, проходящего через двигатель до $G_b=2200$ кг/ч;

- коэффициент избытка воздуха не опускается ниже $\alpha=1,98$;

- повышается глубина охлаждения надвучного воздуха в охладителе при форсировании до 40-45°К.

Интерес представляет оценка изменения показателей рабочего процесса двигателя, а также разброс показателей по цилиндрам двигателя. На двигатель устанавливались две головки цилиндров, подготовленные для индцирования низких и высоких давлений в цилиндре. Головки, оснащенные датчиками давления, последовательно переставлялись на цилиндры по следующей схеме: 1-2, 3-4, 5-6, 7-8. Результаты замеров параметров по цилиндрам (N_{ci}) двигателя приведены на рис.1-3.

Хорошо видно, что с первого по пятый цилиндр температура выхлопных газов синхронно отслеживает изменение индикаторных показателей. Видимо, здесь возможна косвенная оценка качества протекания рабочего процесса по температуре выхлопных газов. С шестого по восьмой цилиндр изменение температуры выхлопных газов происходит противоположно изменению индикаторных показателей. Это связано с конструкцией несимметричной системы выпуска двигателя В-400, которая обеспечивает работу импульсной системы наддува и порядком работы цилиндров двигателя.

Рис. 1. Изменение среднего индикаторного давления P_i Рис. 2. Изменение максимального давления P_z Рис. 3. Изменение температуры отработавших газов T_r

Разброс значений среднего индикаторного давления и максимального давления сгорания по цилиндрам достигает 14-23%. На дизеле был проведен замер фаз газораспределения, который показал, что значения углов открытия и закрытия клапанов достаточно стабильны по цилиндрам, а их численные значения соответствуют углам, заложенным в конструкторской до-

кументации. Нестабильность показателей, скорее всего вызвана особенностями протекания рабочего процесса с объемно-плечным смесеобразованием при неравномерном охлаждении головок цилиндров и недостаточно тщательной регулировкой топливной аппаратуры на безмоторном стенде и ее характер не зависит от уровня форсирования двигателя в данном диапазоне. Неравномерность протекания рабочих процессов по цилиндрам приводит к ухудшению токсичности, дымности, увеличению вибраций и механических нагрузок на детали, росту числа отказов по деталям цилиндропоршневой группы.

Индицирование низких давлений в цилиндрах двигателя показало, что при его работе в штатном и форсированном режимах имеют место высокие значения отрицательной работы, затрачиваемой на насосные хода. Для двигателя с наддувом это является признаком несовершенства организации процесса газообмена, а разброс значений среднего давления насосных ходов в цилиндрах при соблюдении фаз газораспределения достигающий 60-70%, свидетельствует о нестабильности качества изготовления и сборки отдельных элементов газозадушного тракта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Взоров Б.А. Форсирование тракторных двигателей / Б.А.Взоров, М.М.Мордухович.-М.: Машиностроение, 1974.- 152 с.
2. Ларцев А.М. Влияние параметров турбокомпрессора на показатели дизелей воздушного охлаждения / А.М.Ларцев, Е.А.Федянов, А.В.Васильев // Межвуз. сб. науч. ст. №12(115)/ВолгГТУ.- Волгоград, 2013 – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки»; вып. 5) – С.46-49.
3. Определение показателей рабочего процесса дизеля В-400 на номинальном режиме при его форсировании до 450 л.с.: технический акт / Волгоградский моторный завод. – Волгоград, 1990. – 16 с.
4. Результаты испытаний дизеля В-400 при его форсировании до 450 л.с.: технический акт / Волгоградский моторный завод. – Волгоград, 1990. – 4 с.

УДК 629.113

А. В. Шабанов, В. В. Ломакин, А. А. Шабанов****ВЫБОР АЛГОРИТМА РАБОТЫ И ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ, ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО БАЛАНСА ГСУ****НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ»*****Московский государственный машиностроительный университет "МАМИ"**

(e-mail: 964 55 01 870@mail.r, vvLauto@bk.ru, Saaha-1955@mail.ru)

В статье предложена методика расчета баланса энергии силовой установки гибридного автомобиля в городском цикле Правил №83-06 и алгоритм выбора ее параметров.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, силовая установка, методика выбора параметров.

In clause the calculation procedure of balance of energy of a power-plant of the hybrid car in a city cycle of Rules №83-06 and algorithm of a choice of its parameters is offered.

Keywords: the hybrid car, a power-plant, a technique of a choice of parameters

Известно, что определяющую роль в достижении низких расходов топлива гибридного автомобиля играет не только выбранная мощность электродвигателя, а в большей степени алгоритм работы энергоустановки, определяющий режим включения электродвигателя при движении автомобиля в испытательных циклах. Было показано влияние рабочего объема ДВС и его мощности на расход топлива автомобилем [1,2,3,4]. Рассмотрим более подробно методику выбора алгоритма работы и параметров гибридной силовой установки (ГСУ), а также последовательность расчета энергетического баланса проектируемой ГСУ.

Математическая модель работы ГСУ автомобиля рассматривается конкретно для испытательного цикла, например, Европейского городского цикла (ГЦ) Правил №83-06 ЕЭК ООН, который содержит набор операций и этапов. Каждая операция городского цикла характеризуется нагрузочными и скоростными режимами, т.е. мощностью, необходимой для движения автомобиля. Для повышения топливной экономичности автомобиля рабочие режимы ДВС выбирают с минимальным удельным расходом топлива. По многопараметровой характеристике можно определить оптимальные по топливной экономичности значения частоты вращения и момента с целью использования этих зависимостей для управления скоростью вращения ДВС и его нагрузкой.

Известны этапы европейского городского цикла и мощности, необходимые для движения автомобиля категории М1 на отдельных этапах цикла. Зная рабочие параметры нагружения ДВС автомобиля по городскому циклу, можно расчетным путем определить мощностной баланс энергетической установки и анализировать различные алгоритмы работы силовой ус-

тановки с целью улучшения энергетических показателей ГСУ. Основным критерием оптимальности работы силовой установки является минимальный расход топлива.

Выборанный оптимальный по топливной экономичности закон управления силовой установкой можно реализовать следующим образом. Одним из управляющих входных параметром является нагрузка на силовую установку. Она зависит от массы автомобиля и скорости его движения. Другим критерием оптимального алгоритма работы силовой установки (СУ) является минимальный диапазон изменения степени зарядки батареи (SOC) в испытательном цикле. В конце испытательного цикла величина SOC должна быть равна начальному значению. Это поддерживает баланс энергии в аккумуляторной батарее, что позволит использовать аккумуляторную батарею меньшей емкости, размеров и стоимости. Дефицит зарядной энергии приведет к увеличению расхода топлива гибридом. Минимизация диапазона изменения степени зарядки батареи (SOC) в испытательном цикле положительно сказывается на КПД батареи, который зависит не только от величины тока заряда-разряда, но и от степени зарядки батареи [5,6].

Алгоритм расчета баланса энергии ГСУ в городском цикле (ГЦ) Правил №83-06

Расчет энергетического баланса ГСУ проводим по показателю энергопотребления E_p (кДж/100км), т.к. изменение мощности по циклу происходит в определенном интервале времени. Используя показатель энергопотребления E_p , можно проводить расчеты топливной экономичности автомобилей, а также объективно проводить сравнение подзаряжаемых гибридов с обычными гибридами и автомобилями. При

этом энергию топлива необходимо пересчитать через ее теплотворную способность в кДж/кг, а электрическую энергию $E_{эл}$ (кВт*ч/100км) перевести в кДж/100км, используя известные из физики соотношения. С учетом этого, необходимо наряду с обычным показателем экономичности автомобилей Q_s (л/100км) использовать показатель E_p (кДж/100км) для всех автомобилей.

Последовательность расчета энергетического баланса:

1. Для выбора параметров силовой установки необходимы исходные данные о разрабатываемом объекте. Они определяют в первую очередь его инерционную массу, от которой зависит максимальная мощность ГСУ. На данном этапе можно по статистическим критериям (коэффициентам) в первом приближении выбрать параметры силовой установки [2].

2. Определение средней и пиковой мощности при движении автомобиля. Мощности при движении автомобиля определяются на отдельных этапах ГЦ в фазе разгона и равномерного движения и при рекуперации в фазе замедления.

3. По выбранным параметрам проводится математическое моделирование работы ГСУ в испытательных циклах. При этом производится выбор алгоритма работы силовой установки: выбор мощности ДВС, электродвигателя и емкости батареи.

4. По критериям оптимальности производится корректировка параметров силовой установки. Затем производится расчет по математической модели с новыми данными.

5. Определение энергии при движении автомобиля на отдельных этапах ГЦ. Энергетические составляющие на отдельных этапах ГЦ определяются как произведение средней мощности движения автомобиля на время работы силового агрегата на отдельных этапах ГЦ. Изменение мощности при разгоне почти линейно по времени (процесс графически имеет форму треугольника) [3,7]. Учитывая это, нетрудно найти среднюю мощность на этапе разгона. При постоянной скорости мощность также постоянна.

6. Определение резервной (зарядной) мощности при движении автомобиля на отдельных этапах ГЦ [3]

$$\Delta N_{ДВС} = N_{opt} - N_{тяг.д}$$

где N_{opt} – оптимальное значение мощности на данном нагрузочном режиме; $N_{тяг.д}$ – тяговая мощность автомобиля.

7. Выбор алгоритма движения автомобиля в ГЦ при выбранной мощности электродвигателя.

8. Расчет общей энергии заряда батареи от зарядной мощности ДВС. В расчете принимается, что $\Delta N_{ДВС}$ в силовой установке полностью поглощается генератором и аккумулируется батареями.

9. Расчет общей энергии заряда батареи от рекуперации при торможении автомобиля на отдельных этапах ГЦ. Для упрощения расчета принимается, что энергия рекуперации при торможении в ГЦ полностью поглощается аккумуляторной батареей.

10. Расчет общей энергии движения автомобиля в ГЦ в режиме работы ДВС. Энергия движения автомобиля в ГЦ определяется суммированием энергий движения автомобиля на отдельных этапах ГЦ.

11. Расчет общей энергии движения автомобиля в ГЦ на электротяге. Энергия движения автомобиля в ГЦ на электротяге определяется суммированием энергий движения автомобиля на отдельных этапах ГЦ.

12. Расчет общей зарядно-разрядной энергии при движении автомобиля в ГЦ. Зарядно-разрядная энергия определяется суммированием энергий заряда батареи и разряда ее на электродвигатель на этапах городского цикла.

13. Расчет общей энергии движения автомобиля в ГЦ. Энергия рассчитывается суммированием энергий движения автомобиля на отдельных этапах ГЦ.

14. Выбор алгоритма работы ГСУ по критериям минимального расхода топлива и минимального значения зарядно-разрядной энергии. При расчете эти критерии дают один оптимальный алгоритм работы СУ (см. табл.).

Результаты расчета с использованием приведенного алгоритма энергетического баланса энергии ГСУ приведены в таблице. Приводятся результаты расчета энергетического баланса ГСУ с электродвигателями различной мощности. Оптимальный алгоритм работы ГСУ в городском цикле ЕЭК ООН Правил №83-06 предусматривает, что большая часть времени работы ДВС в городском цикле ЕЭК ООН Правил №83-06 приходится на этапы интенсивного разгона автомобиля, т.к. это позволяет оптимально загрузить ДВС. Разгон автомобиля с ГСУ от 0 до 30 км/ч осуществляется на электротяге, а разгон от 30 до 50 км/ч – на ДВС, работающем по характеристике мини-

мальных удельных расходов. Электродвигатель при этом выключен. Избыток мощности ДВС при разгоне направляется в накопитель энергии.

Варианты движения автомобиля в ГЦ и результаты расчета энергетического баланса силовой установки

Операции	Характер. движения № 1 (15кВт), кДж	Характер. движения № 2 (30кВт), кДж	Характер. движения № 3 (15кВт), кДж	Характер. движения № 4 (15кВт), кДж	Характер. движения № 5, (30кВт), кДж	Характер. движения № 6, (15кВт), кДж
Ускорение	Эл.дв	ДВС	Эл.дв	ДВС	Эл.дв	ДВС
Постоянная скорость	Эл.дв	Эл.дв	Эл.дв	Эл.дв	Эл.дв	Эл.дв
Замедление	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.
Ускорение (1)	ДВС	Эл.дв	ДВС	ДВС	Эл.дв	Эл.дв
Ускорение (2)	ДВС	Эл.дв	ДВС	ДВС	Эл.дв	ДВС
Постоянная скорость	Эл.дв	Эл.дв	Эл.дв	Эл.дв	Эл.дв	Эл.дв
Замедление	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.
Ускорение (1)	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС
Ускорение (2)	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС
Ускорение (3)	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС
Постоянная скорость	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС	ДВС
Замедление	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.
Постоянная скорость	Эл.дв	Эл.дв	ДВС	ДВС	Эл.дв	ДВС
Замедление	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.	Рекуп.
Энергия заряда от ДВС, кДж	536	468	809	841	512,5	801
Энергия заряда от ДВС+рекупер, кДж	755	687	1028	1060	731,5	1020
Энергия эл.двигателя	265	323	174	144	353	156,5
Энергия рекуперации	219	219	219	219	219	219
Энергия движ. от ДВС	600,5	542,5	691,5	721,5	512,5	709
Δ эн. баланс, кДж	488	364	852	916	575	863
Энергия цикла	1084,5	1084,5	1084,5	1084,5	1084,5	1084,5

Таким образом, предложенная методика расчета баланса энергии ГСУ в городском цикле Правил №83-06 и алгоритм выбора параметров силовой установки гибридного автомобиля позволяет определить оптимальный закон работы СУ и поддерживать баланс энергии в аккумуляторной батарее. При этом ГСУ работает с минимальными энергозатратами, а зарядно-разрядная энергия также имеет минимальное значение.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ломакин В.В. К вопросу выбора мощности ДВС энергетической установки гибридных автомобилей / В.В. Ломакин, А.В. Шабанов, А.А. Шабанов // Журнал ААИ. – 2013. – № 1(79). – С.

2. Ломакин В.В. К вопросу выбора мощности и алгоритма силовой установки гибридного автомобиля / В.В. Ломакин, А.В. Шабанов, А.А. Шабанов // Журнал ААИ. – 2013. – № 2(79). – С.

3. Каталоги автомобилей 2009-2013г.

4. Ломакин В.В. К расчету баланса мощности комбинированной энергоустановки гибридного автомобиля / В.В. Ломакин, А.В. Шабанов, А.А. Шабанов // Журнал ААИ. - 2013. - № 3(79). - С.

5. Куликов И.А. Динамическое программирование как инструмент теоретического исследования силовой установки гибридного автомобиля / И.А. Куликов // Журнал ААИ. - 2010. - № 4,5 (63-64). - С.

6. Куликов И.А. Управление комбинированной энергоустановкой автомобиля: экология или энергоэффективность / И.А. Куликов, В.В. Селифонов, А.И. Филонов // Автомобильная промышленность. - 2011. - №1. - С.

7. Бахмутов С.В. Автомобили с гибридной силовой установкой / С.В. Бахмутов, В.В. Селифонов, В.В. Ломакин, А.В. Круташов. – М.: МГТУ «МАМИ», 2009. – 136 с.

УДК 621.437

*М. Г. Шатров, Б. А. Кудряшов, А. Ю. Дунин, А. А. Езжеев, А. Н. Ливанский***УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ,
РАБОТАЮЩЕГО НА ВОДОТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ****Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)**

(e-mail: dvs@madi.ru)

В докладе представлены результаты исследования совместного влияния массового состава водотопливной эмульсии и угла опережения впрыскивания на рабочие показатели дизеля 2Ч 10,5/12 с целью улучшения его экономических и экологических показателей. Показана возможность совместного улучшения экономических и экологических показателей дизеля на заданном режиме подбором состава водотопливной эмульсии и угла опережения впрыскивания.

Ключевые слова: дизель, рабочий процесс, водотопливная эмульсия, массовый состав, угол опережения впрыскивания, экономические и экологические показатели.

Results of research of joint influence of mass structure of a water fuel emulsion and fuel injection advance angle are presented in the report on working indicators of the diesel 2Ch 10,5/12 for the purpose of improvement of its economic and ecological indicators. Possibility of joint improvement of economic and ecological indicators of the diesel on the set mode is shown by selection of structure of a water fuel emulsion and fuel injection advance angle.

Keywords: diesel, working process, water fuel emulsion, mass structure, fuel injection advance angle, economic and ecological indicators

В Проблемной лаборатории транспортных двигателей МАДИ ведутся исследования по поиску путей повышения эффективности работы дизелей при обеспечении заданного уровня мощностных и экологических показателей.

Один из способов достижения поставленной цели – применение эмульсий различных топлив с дизельным, в частности водотопливных (ВТЭ).

Улучшение показателей дизеля, работающего на ВТЭ, объясняется следующим. Капли эмульгированного топлива, образовавшиеся после впрыскивания ВТЭ в камеру сгорания дизеля, состоят из частиц топлива, внутри которых находятся частицы воды. Из-за более низкой температуры кипения и парообразования воды при нагреве ее частицы превращаются в пар, подвергая окружающие их капли топлива дополнительному дроблению и турбулентному перемешиванию. Уменьшается продолжительность смесеобразования, и улучшается его качество.

Впрыскивание в камеру сгорания дизеля ВТЭ позволяет снизить температуру цикла, что способствует снижению содержания оксидов азота (NO_x) в отработавших газах (ОГ).

Эффективность применения ВТЭ определяется ее составом и организацией процесса эмульгирования.

Большое влияние на показатели двигателя оказывает процесс подачи ВТЭ в цилиндры, в том числе угол опережения впрыскивания топлива в камеру сгорания.

Для исследования совместного влияния состава ВТЭ и угла опережения впрыскивания на

рабочие показатели дизеля проведены предварительные исследования двигателя 2Ч 10,5/12.

Двигатель укомплектован топливным насосом высокого давления производства ОАО «Ногинский завод топливной аппаратуры» с отношением ход/диаметр плунжера 10/10 мм и комплектом штатных форсунок, отрегулированных на давление начала подъема иглы распылителя 17,2 МПа.

Для питания двигателя использовались ВТЭ с процентным соотношением дизельного топлива и воды по массе: 90% и 10%; 80% и 20%; 70% и 30%. Эмульсии приготавливались непосредственно перед подачей в ТНВД. Такой способ приготовления ВТЭ исключил необходимость применения эмульгаторов, оказывающих влияние на рабочие процессы двигателя.

Испытания проведены при частоте вращения коленчатого вала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и установочных углах $\varphi_{\text{о впр (уст)}}$ опережения впрыскивания топлива 16 и 30° ПКВ до ВМТ. Угол $\varphi_{\text{о впр (уст)}} = 30^\circ$ ПКВ до ВМТ рекомендуется заводом изготовителем, как обеспечивающий наилучшее сочетание показателей дизеля при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

На рис. 1 показано изменение содержания NO_x в ОГ по нагрузочной характеристике дизеля 2Ч 10,5/12.

Снижение содержания NO_x зависит от выбранного значения $\varphi_{\text{о впр (уст)}}$. При $\varphi_{\text{о впр (уст)}} = 16^\circ$ ПКВ до ВМТ и питании двигателя эмульсией с содержанием воды 20 % оно составило 33 %.

Применением ВТЭ с массовой долей воды 10 % и регулировкой топливной аппаратуры (ТА) на угол $\varphi_{\text{о впр (уст)}} = 30^\circ$ ПКВ до ВМТ

уменьшен выброс NO_x на 12 %. Аналогичный состав эмульсии при $\varphi_{0 \text{ вл}}(\text{уст}) = 16^\circ$ ПКВ до ВМТ

значимого воздействия на содержание NO_x в ОГ не оказал.

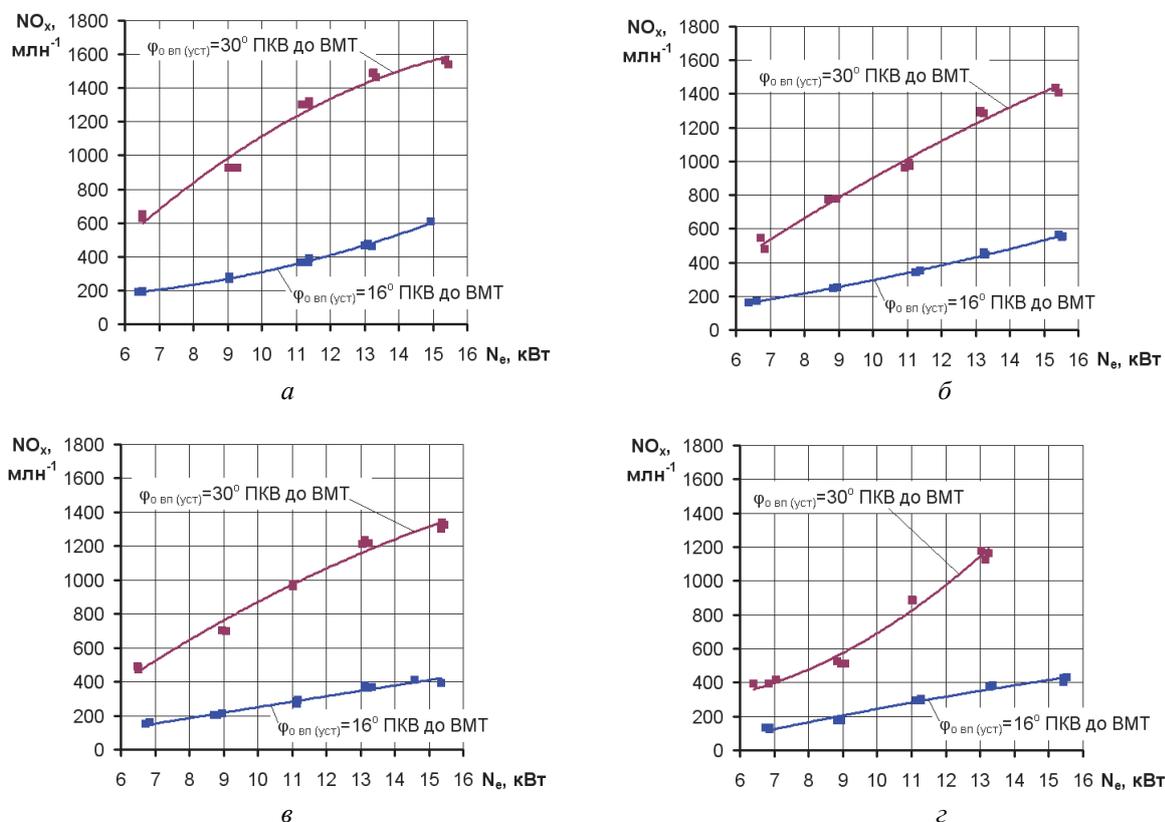


Рис. 1. Изменение содержания NO_x в отработавших газах по нагрузочной характеристике двигателя 2Ч 10,5/12 ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$) при работе на дизельном топливе и ВТЭ различного состава:

a – дизельное топлива (ДТ); б – ВТЭ с массовым составом 90% дизельного топлива и 10 % воды (ВТЭ-10); в – ВТЭ с массовым составом 80% дизельного топлива и 20 % воды (ВТЭ-20); г – ВТЭ с массовым составом 70% дизельного топлива и 30 % воды (ВТЭ-30)

Наряду с NO_x выбор $\varphi_{0 \text{ вл}}(\text{уст})$ и состава ВТЭ влияет на дымность С отработавших газов (рис. 2).

Тридцати процентное содержание воды в эмульсии (ВТЭ-30) на режимах малых и средних нагрузок ($N_e = 6,5 \dots 9 \text{ кВт}$) обеспечило снижение С до величин, сопоставимых с погрешностью дымомера. Для регулировки ТА $\varphi_{0 \text{ вл}}(\text{уст}) = 16^\circ$ ПКВ нулевой порог дымности для применяемого измерительного прибора отмечен при $N_e = 11 \text{ кВт}$.

На больших нагрузках и угле $\varphi_{0 \text{ вл}}(\text{уст}) = 16^\circ$ ПКВ эффективное уменьшение С (42 %) достигнуто с применением эмульсии ВТЭ-20. Дальнейшее повышение доли воды до 30 % привело к увеличению присутствия С в ОГ по сравнению с работой на ВТЭ-20.

Для иллюстрации выбора состава эмульсии и угла опережения впрыскивания, обеспечивающих совместное снижение дымности ОГ

и содержания в них оксидов азота при неизменной конструкции дизеля и его ТА построены графики, представленные на рис. 3.

Из рисунка видно, что для улучшения экологических показателей двигателя 2Ч 10,5/12 можно порекомендовать $\varphi_{0 \text{ вл}}(\text{уст}) = 16^\circ$ ПКВ. При этом на малых и средних нагрузках следует применять эмульсию ВТЭ-30, тогда как на высоких нагрузках содержание воды в ВТЭ необходимо снизить до 20 %.

Работа дизеля на с $\varphi_{0 \text{ вл}}(\text{уст}) = 16^\circ$ ПКВ сопровождается большими значениями температуры отработавших газов t_r (рис. 4), связанными с поздним воспламенением и сгоранием топлива по сравнению с $\varphi_{0 \text{ вл}}(\text{уст}) = 30^\circ$ ПКВ.

В ходе испытаний дизеля 2Ч 10,5/12 проводился замер расхода, потребляемого им топлива. На рис. 5 представлены экспериментальные данные. Для эмульсий взяты значения расходов дизельного топлива, входившего в их состав.

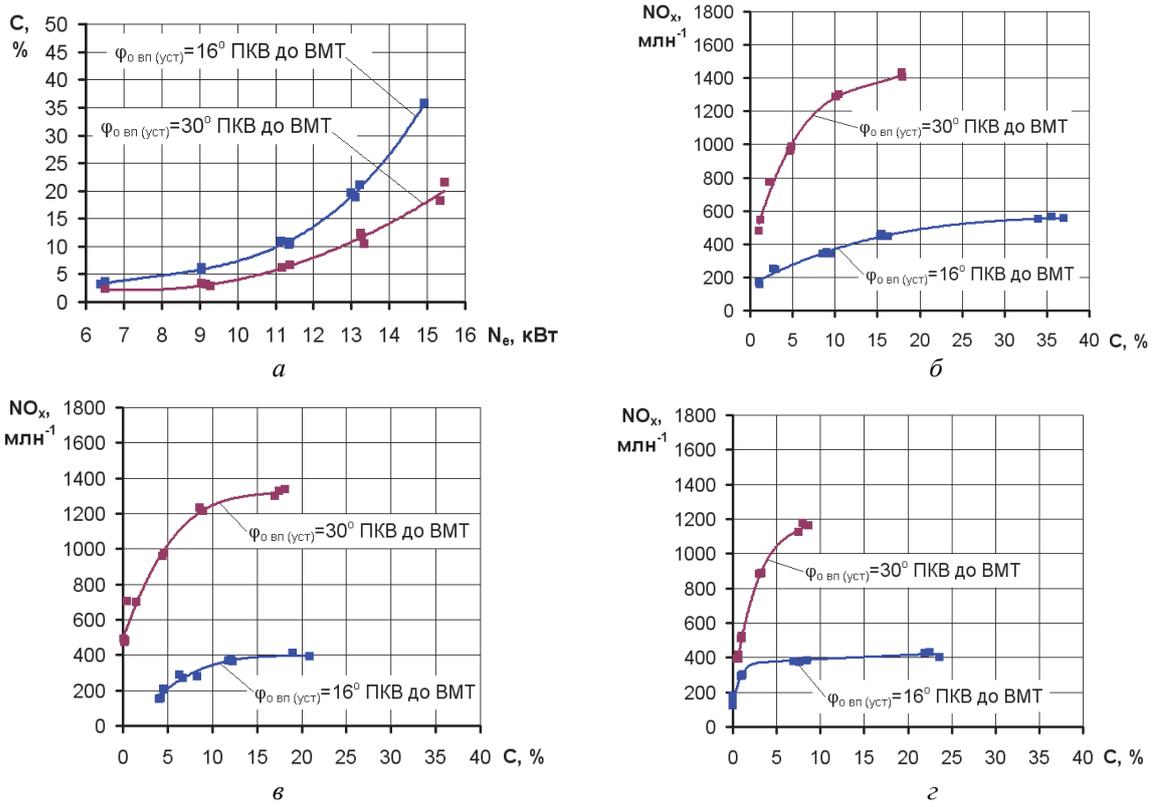


Рис. 2. Дымность отработавших газов по нагрузочной характеристике дизеля 2Ч 10,5/12 ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$) при работе на дизельном топливе и ВТЭ различного состава: *a* – ДТ; *б* – ВТЭ-10; *в* – ВТЭ-20; *г* – ВТЭ-30

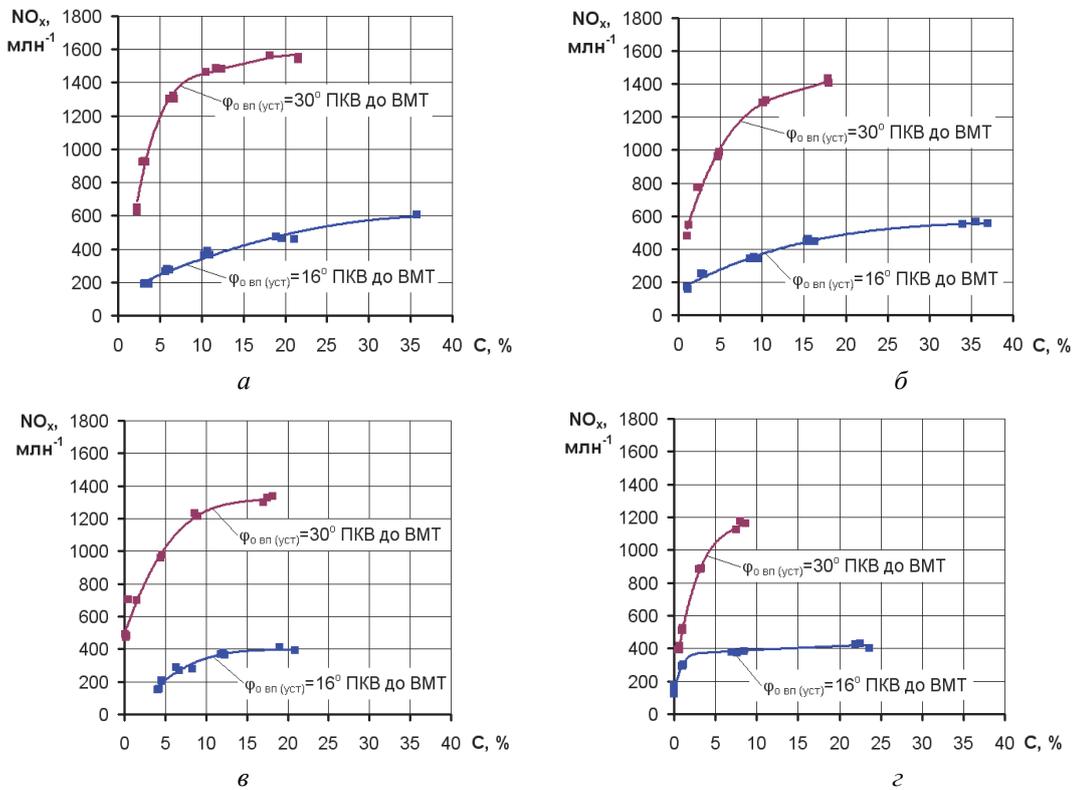


Рис. 3. Совместное изменение дымности отработавших газов и содержания в них оксидов азота для дизеля 2Ч 10,5/12 на режимах нагрузочной характеристики ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$) при работе на дизельном топливе и ВТЭ различного состава: *a* – ДТ; *б* – ВТЭ-10; *в* – ВТЭ-20; *г* – ВТЭ-30

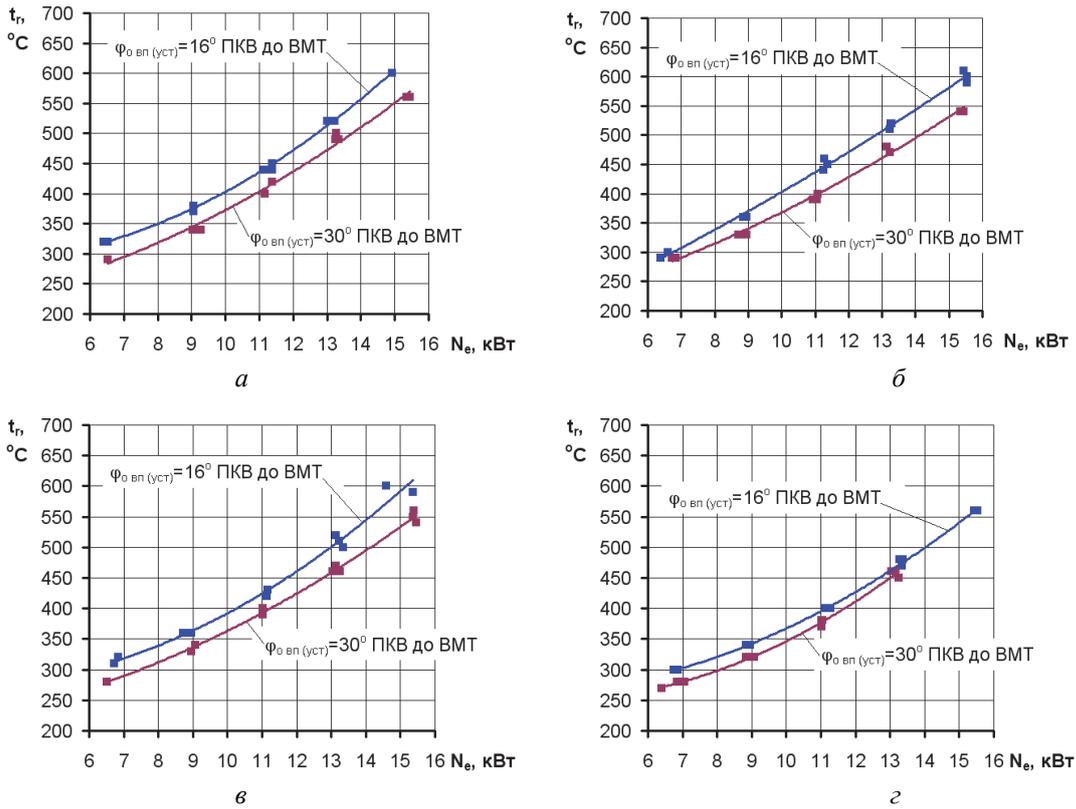


Рис. 4. Изменение температуры обработавших газов по нагрузочной характеристике дизеля 2Ч 10,5/12 ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$) при работе на дизельном топливе и ВТЭ различного состава: а – ДТ; б – ВТЭ-10; в – ВТЭ-20; г – ВТЭ-30

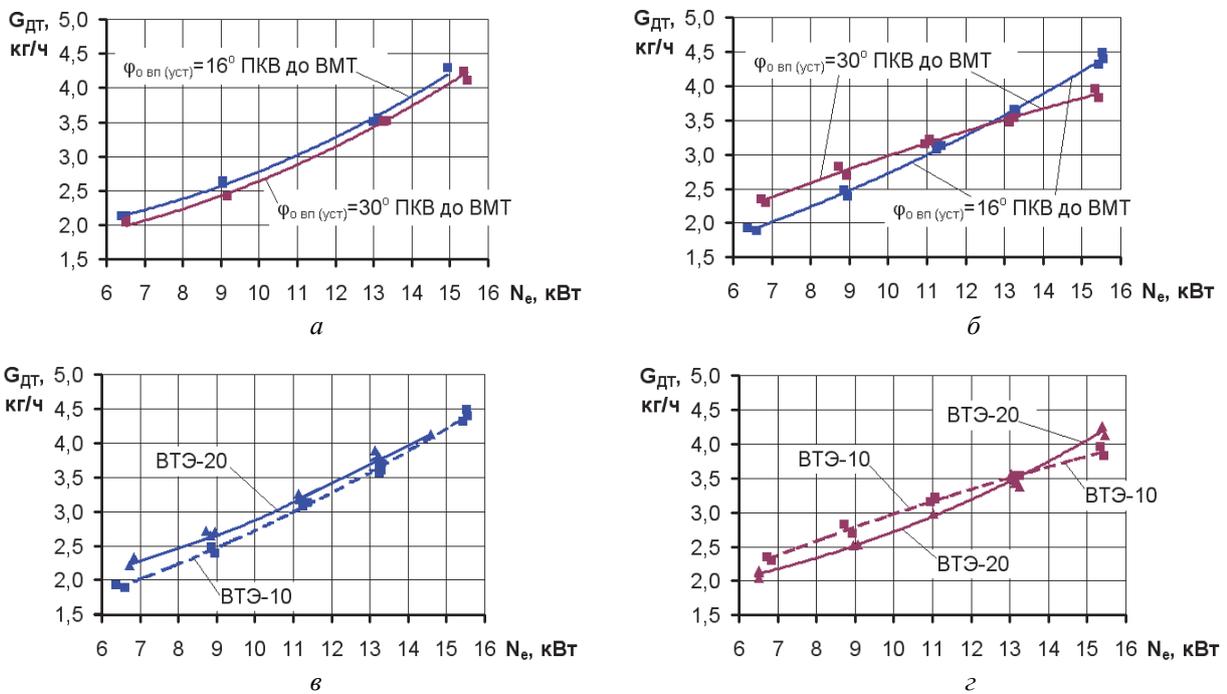


Рис. 5. Часовой массовый расход дизельного топлива двигателем 2Ч 10,5/12 при работе по нагрузочной характеристике дизеля ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$): а – ДТ; б – ВТЭ-10; в – $\varphi_{0 \text{ вп (уст)}} = 16^\circ$ ПКВ; г – $\varphi_{0 \text{ вп (уст)}} = 30^\circ$ ПКВ

При работе на дизельном топливе во всем диапазоне нагрузок при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ лучшие экономические показатели обеспечивались при $\varphi_{о \text{ вл (уст)}} = 30^\circ$ ПКВ, что соответствует рекомендациям завода-изготовителя.

С переходом на питание водотопливными эмульсиями для получения наилучшего экономического эффекта из рассматриваемых составов эмульсий рекомендуется работа двигателя на ВТЭ-10. На малых и средних нагрузках целесообразно работать с $\varphi_{о \text{ вл (уст)}} = 16^\circ$ ПКВ, а на высоких – с $\varphi_{о \text{ вл (уст)}} = 30^\circ$ ПКВ. В этом случае снижение расхода топлива (относительно расхода при работе на дизельном топливе и $\varphi_{о \text{ вл (уст)}} = 30^\circ$ ПКВ) на режиме $N_e = 6,5 \text{ кВт}$ составило 8 %, а на режиме $N_e = 15,5 \text{ кВт}$ – 7 %.

При этом состав эмульсии ВТЭ-20 в сочетании с $\varphi_{о \text{ вл (уст)}} = 30^\circ$ ПКВ не ухудшает экономи-

ческие показатели двигателя при некотором снижении дымности и выбросов NO_x (рис. 3).

Выводы

- Показана возможность совместного улучшения экономических и экологических показателей дизеля на заданном режиме подбором состава водотопливной эмульсии и установочного угла опережения впрыскивания. Для исследуемого дизеля 2Ч 10,5/12 выбрана водотопливная эмульсия с массовым содержанием воды 20% в сочетании с $\varphi_{о \text{ вл (уст)}} = 30^\circ$ ПКВ.

- Дальнейшее улучшение показателей дизеля, работающего на водотопливных эмульсиях возможно при совместной коррекции угла опережения впрыскивания и состава эмульсии в процессе работы дизеля в зависимости от его режима работы.

ОРГАНИЗАЦИЯ НА ТРАНСПОРТЕ И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

УДК 625.096

В. Н. Басков, А. Р. Рейн

ОЦЕНКА ЭНЕРГОЗАТРАТ ВОДИТЕЛЯ И АВТОМОБИЛЯ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ПЕРЕВОЗОЧНОГО ПРОЦЕССА

Саратовский государственный технический университет имени Ю. А. Гагарина

(e-mail: baskov@sstu.ru)

В настоящем исследовании обсуждается вопрос о предложении использования механической работы, совершаемой автомобилем и водителем в качестве измерителя энергозатрат на выполнение перевозочного процесса.

Ключевые слова: работомер, механическая работа, эргономические показатели, энергозатраты.

In the research the question of the offer of use of the mechanical work made by the car and the driver as the measuring instrument of energy consumption on performance of transportation process is discussed.

Keywords: work measuring instrument, mechanical work, ergonomic indicators, energy consumption.

Условия функционирования современного рынка услуг привлекли частных владельцев автотракторной техники, имеющих самый разнообразный подвижной состав по возрасту, типу и маркам. Это привело к проблеме правильности и точности оценки фактических (энергетических) затрат на выполнение работы (услуги) и, как следствие, правильности назначения цены за эту услугу.

Ранее используемые показатели – тонна, ткм, платный км пробега, моточасы – в новых условиях не отражают реальных затрат на выполнение услуги и фактически необходимой оплаты клиента за выполненную работу (услугу).

Поэтому «привязка» всех норм по расходу топлива, расчету себестоимости перевозок и т. п. к пробегу или моточасам не отражает фактических энергетических затрат водителя и автомобиля на выполнение услуги и его технического состояния после этого.

В результате уровень технического состояния парка машинно-тракторной техники, дорожная и экологическая безопасность понизились. С учетом вышесказанного сегодня становятся особо актуальными вопросы совершенствования системы обеспечения работоспособности машин, а так же существующей системы нормирования и учета их работы.

Учитывая все это, необходимо использовать другой измеритель процесса эксплуатации ма-

шин, а именно механическую работу, выполненную двигателем. Но при этом возникает проблема с регистрацией фактически выполненной механической работы. В настоящее время отсутствуют портативные простые приборы и устройства для регистрации работы. Сложность состоит в том, что механическая работа двигателем совершается и на холостом ходу, которая не регистрируется и нигде не учитывается. Энергетические затраты ДВС по количеству сожженного топлива тоже не отражают сути, так как топливо может перерасходиться из-за плохой регулировки топливной аппаратуры, а выполненная работа при этом может быть меньше, чем сожгли топлива и т. д.

Такое устройство, позволяющее регистрировать механическую работу, совершенную двигателем, было разработано и изготовлено автором. [1]

Поэтому представляет интерес механическая работа, которую совершает машина при выполнении своих функций (включая затраты на внутреннее трение и т. д.). Но для этого необходима аппаратура, регистрирующая и суммирующая механическую работу, отражающую силовое воздействие эксплуатационных факторов на агрегаты и детали машины, а следовательно и на их ресурс.

Кроме этого представляют интерес и энергетические затраты водителя, характеризующие

напряженность его работы при выполнении перевозок различных грузов в различных дорожных условиях.

При управлении автомобилем, выполняющим механическую работу в сложных и разнообразных условиях эксплуатации, водитель выполняет физическую работу как оператор.

Энергетические затраты водителя зависят от эргономических свойств дорожно-транспортных машин и условий эксплуатации в которых происходит перевозочный процесс.

В качестве показателей эргономических свойств используют:

- физиологические;
- психологические;
- антропологические;
- гигиенические.

Энергетические ресурсы организма человека расходуются на поддержание своей физиологической активности и на производительную работу.

Физиологическая активность требует затрат энергии на кровообращение, дыхание, поддержание тела в необходимом положении, восприятие внешнего мира и т. д. На эти цели в среднем в час человек расходует 1 ккал на 1 кг массы тела. Таким образом, в сутки на поддержание физиологической активности человека массой 75 кг должен расходовать 1800 ккал. В процессе труда за смену расходуется дополнительная энергия.

В соответствии с ГОСТ введено разграничение работ по тяжести на основе общих энергозатрат организма в ккал/час (Вт). Согласно ГОСТ работы подразделяются на:

- легкие физические (категория 1)
- средней тяжести физические (категория 2)
- тяжелые физические (категория 3)

При этом легкие и средние физические работы разделены на группы «а» и «б». значения энергозатрат на указанные виды работ приведены в табл. 1.

Таблица 1

Классификация работ по тяжести энергозатрат организма человека

Категории физических работ		Энергозатраты			
		в час		в смену	
		ккал	Вт	ккал	Вт
Легкая	1а	До 120	До 139	До 960	До 1112
	1б	121-150	140-174	968-1200	1120-1392
Средней тяжести	2а	151-200	175-232	1208-1600	1400-1856
	2б	201-250	233-290	1608-2000	1864-2320
Тяжелая	3	Более 250	Более 290	Более 2000	Более 2320

Перегрузка водителя-оператора снижает производительность труда, повышает число ошибок и вероятность ДТП. При увеличении часовых энергозатрат человека со 100 до 500 ккал/ч примерно в 4 раза снижается его производительность и в 8 раз увеличивается относительное число ошибок в процессе труда [2].

В качестве физиологического показателя эргономических свойств машины можно использовать коэффициент напряженности управления K_{ny} :

$$K_{ny} = A_{\phi} / A_n, \quad (1)$$

где A_{ϕ} – действительная (фактическая) работа в смену; A_n – нормированная работа в смену.

С развитием систем управления в современных стандартах нормируются только усилия на органах управления, поэтому K_{ny} рекомендуется определять как

$$K_{ny} = \frac{\sum_{i=1}^m P_i}{\sum_{i=1}^m P_{in}}, \quad (2)$$

где P_i – усилие на i -том органе управления, определенное опытным путем, Н; P_{in} – нормативное значение усилия на i -том органе управления, Н; m – количество рычагов и педалей в кабине.

Значение коэффициента должно быть меньше единицы и стремиться к минимуму. Если машина имеет систему рулевого управления, то опытные и нормативные значения окружного усилия на рулевом колесе прибавляются к соответствующим значениям на рычагах и педалях.

Психологические показатели характеризуют соответствие рабочего места закрепленным и вновь формируемым навыкам человека, воз-

возможностям восприятия и переработки информации.

Антропометрические показатели отражают соответствие рабочего места размерам, форме и распределению массы тела человека. Экспериментальный анализ показывает, что уровень работоспособности водителя не менее чем на 15% зависит от расположения органов управления.

Гигиенические показатели характеризуют уровни шума, вибрации, освещенности, температуры, влажности, запыленности, токсичности и т.д., то есть вредные факторы, воздействующие на организм и здоровье человека-оператора.

Гигиенический показатель эргономических свойств можно определить коэффициентом гигиеничности

$$K_{гиг} = L_{ф} / L_{н}, \quad (3)$$

где $L_{ф}$ и $L_{н}$ – соответственно фактические и нормативные значения измерителей гигиенических параметров

Обобщенный показатель [2] эргономических свойств определяется как

$$K_{эп} = a_1 K_{нy} + a_2 K_{обз}^2 + a_3 K_{обз}^6 + a_4 K_{ком} + a_5 K_{гиг}, \quad (4)$$

где $a_1 \dots a_5$ – коэффициент весомости соответствующих показателей, которые могут быть определены путем экспертной оценки; $K_{обз}^2$ – коэффициент горизонтальной обзорности с рабочего места водителя; $K_{обз}^6$ – коэффициент вертикальной обзорности с рабочего места водителя; $K_{ком}$ – коэффициент комфортности расположения органов управления; $K_{гиг}$ – коэффициент гигиеничности.

Однако все вышеуказанные показатели характеризуют воздействия на организм оператора с позиций утомляемости и снижения производительности труда от этого. Но эти же показатели можно использовать для оценки фактических энергозатрат оператора в процессе выполнения транспортной работы. Сложность заключается в отсутствии устройств способных фиксировать эти энергозатраты и суммировать их в течении рабочего дня, либо в использовании каких-то косвенных измерителей.

Так, в работах Н. А. Бухарина, Л. В. Гуревича нагруженность водителя оценивается с использованием силовых критериев в форме приводного усилия на педали, необходимого для создания максимального тормозного момента. Как показали исследования, более рациональным является оценка энергозатрат водителя по

работе, затрачиваемой на включение тормозов. Аналогичный подход по затратам энергии водителя использован для оценки эффективности тормозного привода и для оценки энергопреобразующих свойств тормозных систем [3].

Использование силовых критериев позволяет определить лишь возможность создания водителем требуемого тормозного момента на колесах автомобиля. В отмеченных работах отсутствуют рекомендации, позволяющие определить энергозатраты водителя на тормозное управление в течение всего процесса торможения.

Работу, совершаемую водителем в процессе торможения автомобиля, можно записать в виде суммы

$$A_{F_n} = A_1 + A_2, \quad (5)$$

где $A_1 = \int_{X_n} F_n dX_n$ – работа, затраченная на при-

ведение в действие тормозной системы при перемещении педали X_n ; $A_2 = F_n X_{nc}$ – работа, затраченная на удержание педали при торможении автомобиля с коэффициентом торможения z . Работа A_2 отражает затраты энергии водителя при неподвижной педали тормоза. С точки зрения механики, при отсутствии перемещения ноги, работа равна нулю. Однако мышцы ноги удерживают педаль тормоза с усилием F_n . Такая работа называется статической работой мышц. Однако фактически статическая работа мышц является динамической, поскольку при удержании педали неподвижной мышцы ноги постоянно сокращаются и расслабляются.

Таким образом, предложенная методика позволяет оценить физические энергозатраты водителя на тормозное управление автомобилем в течение всего процесса торможения, с учетом как динамического режима управления, так и статического.

Влияние дорожных условий на тяжесть работы водителя, определяется параметрами дороги, интенсивностью, плотностью и составом движения.

Энергозатраты водителя в процессе движения являются следствием усилий, прилагаемых последним к рулевому колесу, частоты переключения, воздействия ускорения, вибрации и колебаний. Кроме того, определенные затраты энергии имеют место в связи с эмоциональным напряжением в моменты изменения дорожной обстановки, при осуществлении различных маневров, появления опасности и т.п.

Тяжесть работы водителей находит отражение также в затратах энергии и изменениях ха-

рактистик ЭКГ, КГР и других биохарактеристик человека. Последние, в свою очередь, определяются параметрами дорожной обстановки, в частности, ее плотностью (λ) и информационной емкостью.

При этом прием водителем информации, выработка управляющих действий и их осуществление в процессе того или иного маневра сопровождается определенной реакцией нервной системы и расходом некоторого количества энергии. Поэтому величина расхода энергии используется в качестве показателя, обобщающего все стороны информационного процесса, который протекает в системе «водитель-дорога».

Энергозатраты (Θ_3) водителя складываются из затрат энергии в связи с физическими усилиями (Θ_ϕ) и эмоциональным напряжением (Θ_n). При этом в различной дорожной обстановке энергозатраты могут быть больше от физических усилий, чем от Θ_n и наоборот.

Для определения энергозатрат водителя на отрезке дороги длиной 1 км в типовых условиях необходимо установить характер и число операций, выполняемых за время проезда указанного отрезка.

При этом могут быть использованы следующие зависимости.

Число обгонов, которые совершает автомобиль за время проезда 1 км дороги

$$n_0 = \frac{N_{np}^2 t_0}{V \cdot 3600} \cdot \ell \frac{N_{нов} \Theta_0}{3600}, \quad (6)$$

где N_{np} , N_h – соответственно интенсивности прямого и встречного направления; V – скорость движения, км/ч; V_0 – скорость свободного движения; t_0 – минимальный интервал между автомобилями в рассматриваемом потоке, $t_0=2,5-3,0$ сек.; Θ_0 – интервал во встречном потоке, достаточный для обгона (20-30 сек.).

Число разъездов, которое совершит один автомобиль за время проезда отрезка дороги, длиной 1 км (в случае $N=N_{np}=N_{нов}$) равно:

$$n_p = \frac{2N}{V}, \quad (7)$$

Таблица 2

Определение энергозатрат водителя при осуществлении операций движения

Операция	Обгон	Разъезд	Стабилизация
Энергозатраты, ккал/мин	0,87	0,84	0,84
Продолжительность операции, с	13,50	10,00	2,34

По результатам исследований проведенных в Воронежской государственной лесотехнической академии получены энергозатраты водителя при осуществлении таких операций движения, как обгон, разъезд и стабилизация приведенные в табл. 2

Однако, как показали исследования, на эмоциональное напряжение водителя и, как следствие, его энергозатраты, оказывает ширина проезжей части дороги и обочин. При этом величина эмоционального напряжения, в процессе указанных выше маневров, обуславливается степенью риска, который возрастает с уменьшением ширины проезжей части. С учетом этого были определены расчетные значения энергозатрат, вследствие изменения эмоционального напряжения в зависимости от характеристик проезжей части.

Энергозатраты водителя, связанные с торможением и переключением передач автомобиля были получены следующими. Двойной выжим сцепления требует усилия в $\rho = 0,45$ кг, переключение передачи – $\rho = 0,4$ кг. Энергозатраты водителя, связанные с управлением автомобилем при движении по кривой участка трассы дороги, определяются кривизной трассы q , радиусом кривой и скоростью движения.

$$q = \frac{K}{L}, \quad (8)$$

где K и L – соответственно, длина криволинейного и прямого участка трассы (из расчета на 1 км).

Анализ проведенных исследований показывает, что при выполнении транспортной работы автомобиль и водитель совершают механическую работу определяемую энергозатратами двигателя автомобиля и физиологией водителя. Поэтому для повышения точности оценки реальных фактических затрат на выполнение транспортной работы необходима разработка методики и аппаратуры позволяющей регистрировать энергозатраты автомобиля и водителя-оператора для использования нормирования на автомобильном транспорте.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Патент РФ №36518 Работомер. / Басков В.Н., Денисов А.С./ Опубликовано в БИ №7, 2004. – 5с.
2. Гриф М.И. Качество, эффективность и основы сертификации машин и услуг. М.: изд. Ассоциации строит. ВУЗов 2004. – 486с.
3. Подригало М.А. Оценка эффективности тормозных механизмов по работе, затраченной на их включение. / М.А.Подригало, В.А. Щербань// Автомобильный транспорт. –К.: Техника, 1992. –вып. 29. – с 88 – 93.

УДК 656.13.08

В. В. Зырянов

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ОСНОВНОЙ ДИАГРАММЫ
ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКА НА СЕТЕВОМ УРОВНЕ

Ростовский государственный строительный университет

(e-mail: tolbaga@mail.ru)

В статье рассматриваются возможности применения сетевой основной диаграммы транспортного потока для прогнозирования условий функционирования улично-дорожной сети в городах. Приведены параметры сетевой основной диаграммы транспортного потока. Представлены результаты моделирования на примере центральной части Ростова-на-Дону.

Ключевые слова: основная диаграмма транспортного потока, интенсивность, накопление, моделирование.

In this paper describes possibilities of the network fundamental diagram of traffic flow to predict the conditions of operation of the road network in urban areas. Shows the parameters of the network of the fundamental diagram of traffic flow. Presents the results of a simulation on the example of the central area of Rostov-on-Don.

Keywords: fundamental diagram of traffic flow, traffic flow, accumulation, simulation.

В последние годы возрастает актуальность исследований по оценке и прогнозированию условий движения на сетевом уровне, для городов или крупных районов города. Развитие этого направления сдерживалось отсутствием экспериментальных данных, поскольку необходимо достаточно полное покрытие сети транспортными детекторами или другими средствами измерений характеристик транспортных потоков. Поэтому трудно установить насколько полная полученная информация характеризует всю сеть. Однако с появлением современных программно-моделирующих комплексов и систем мониторинга дорожного движения ситуация создалась основа для развития использования макромоделей на сетевом уровне.

Очевидно, впервые макроскопическая основная диаграмма транспортного потока для улично-дорожной сети была предложена Д. Годфри, который исследовал зависимости между средней скоростью, плотностью, общим пробегом транспортного потока на улично-дорожной сети города [9]. Основные выводы, которые были получены в результате этих исследований, заключаются в том, что и на сетевом уровне сохраняются такие же соотношения между скоростью и плотностью, как и для макромоделей на участке сети и существует критическое значение плотности, при котором общий пробег автомобилей в сети является максимальным.

Затем в течение ряда лет в той или иной форме подобные исследования на сетевом уровне проводились при определении параметров двухкомпонентных моделей кинетической теории транспортного потока и оценке условий функционирования улично-дорожной сети [1, 2, 4]. Двухкомпонентные модели через описа-

ние транспортного потока состоящего из двух частей – движущейся и неподвижной позволяют прогнозировать параметры дорожного движения в городских условиях, а также на сетевом уровне. Следуя этой концепции разделения транспортного потока на движущуюся и неподвижную части можно предположить, что если плотность остановившихся автомобилей измеряется величиной k_s , то доля остановившихся автомобилей в потоке пропорциональна k_s

$$f_s = \frac{k_s}{k}, \quad (1)$$

где f_s - доля одновременно остановившихся автомобилей в транспортном потоке; k_s - плотность автомобилей, стоящих на регулируемых перекрестках и в заторах; k - плотность транспортного потока.

Как правило, все параметры, характеризующие время поездки, связаны с интегральными характеристиками транспортных потоков интенсивностью, плотностью и скоростью. Используя полученные из кинетической теории соотношения между плотностью, долей одновременно остановившихся автомобилей и удельными показателями времени поездки, беря за основу обобщенную модель Пайпса для зависимости между скоростью и плотностью можно получить следующие выражения для расчета характеристик транспортного потока

$$k = k_j \left[1 - \left(\frac{v}{v_f} \right)^{\frac{1}{n+1}} \right]^{\frac{1}{p}}, \quad (2)$$

$$q = k_j v \left[1 - \left(\frac{v}{v_f} \right)^{\frac{1}{n+1}} \right]^{\frac{1}{p}}, \quad (3)$$

где v_f - скорость свободного движения; n - коэффициент пропорциональности.

Небольшие значения коэффициента n (0,6-1) приводят к практически линейной зависимости между плотностью и скоростью транспортного потока. Увеличение этого коэффициента изменяет форму зависимости $v=f(k)$ приводя к более резкому снижению скорости при увеличении плотности транспортного потока. Параметр модели p позволяет прогнозировать состояние транспортного потока на участках улично-дорожной сети, имеющих различную пропускную способность. Возрастание значений параметра p соответствует увеличению расчетных значений пропускной способности и увеличению плотности, соответствующей пропускной способности [1].

При развитии методов моделирования и появлении фактических данных о дорожном движении на улично-дорожных сетях больших размеров начались исследования по применению макромоделей для таких объектов. В существующей в настоящее время трактовке макроскопическая основная диаграмма транспортного потока и ее параметры были сформированы в работах С. Даганзо и Н. Геролнимиса [5, 6, 7, 8]. Применяющееся в этих работах название «макроскопическая основная диаграмма» (macroscopic fundamental diagram – MFD) без упоминания сетевого уровня может вызвать отождествление с обычной основной диаграммой транспортного потока и макромоделями для этой диаграммы, поэтому целесообразно использовать термин «сетевая основная диаграмма».

Основными параметрами для построения сетевой основной диаграммы транспортного потока являются:

- производительность, авт*км/час – общий пробег всех автомобилей в сети за единицу времени. Этот параметр можно представить как сумму произведений интенсивности движения на каждом участке сети на длину этого участка. Можно также этот параметр рассчитывать для каждой полосы движения с учетом интенсивности по полосам

$$P = \sum_{i \in Z} q_i l_i, \quad (4)$$

где P – производительность улично-дорожной сети, авт*км/час; q_i – интенсивность движения на i -м участке сети; l_i – длина i -го участка сети;

- эффективность (коэффициент полезного действия), авт/ч – средняя интенсивность движения в сети. Этот параметр получается путем деления производительности на общую длину

сети (взвешенная средняя интенсивность движения), или просто усреднением всех значений интенсивности движения (невзвешенная средняя интенсивность движения)

$$E = \frac{\sum_{i \in Z} q_i l_i}{\sum_{i \in Z} l_i}, \quad (5)$$

где E – эффективность использования сети, авт/ч; q_i – накопление, авт – число автомобилей в сети. Этот параметр можно определить как произведение средней плотности (занятости) на протяженность сети

$$A = \sum_{i \in Z} k_i l_i, \quad (6)$$

A – параметр накопления автомобилей в сети, авт; k_i – плотность на i -м участке сети.

- сетевая плотность, авт/км – средняя плотность в сети. Сетевая плотность является отношением параметра накопления к общей длине сети (взвешенная средняя плотность) или средним значением плотности по всем измерениям (невзвешенная средняя плотность).

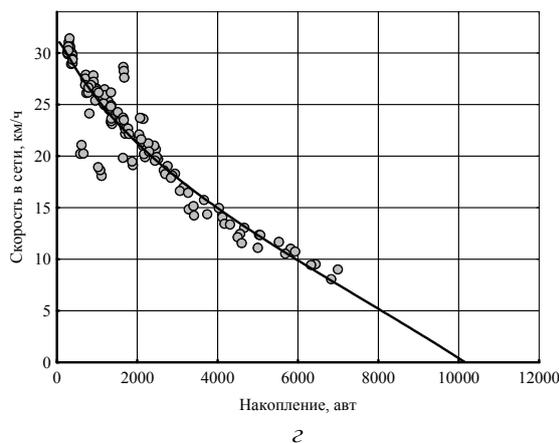
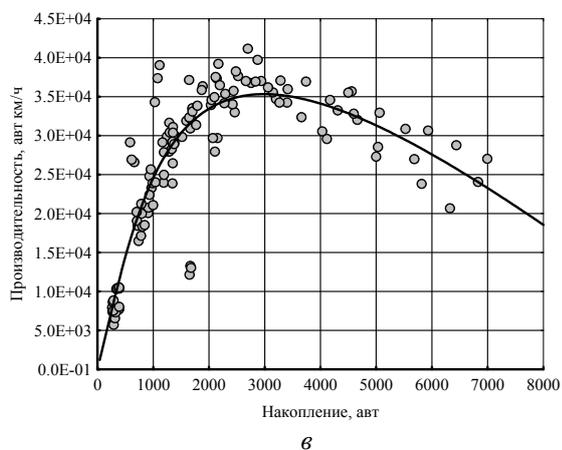
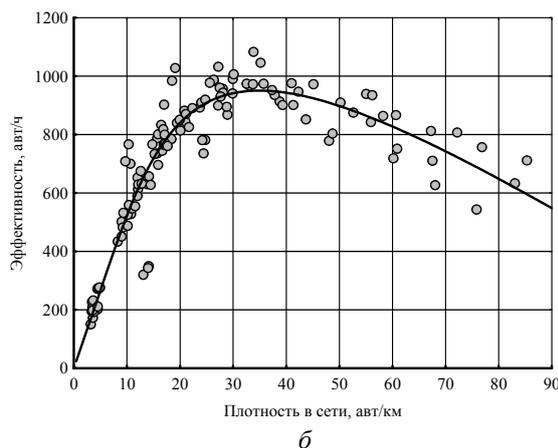
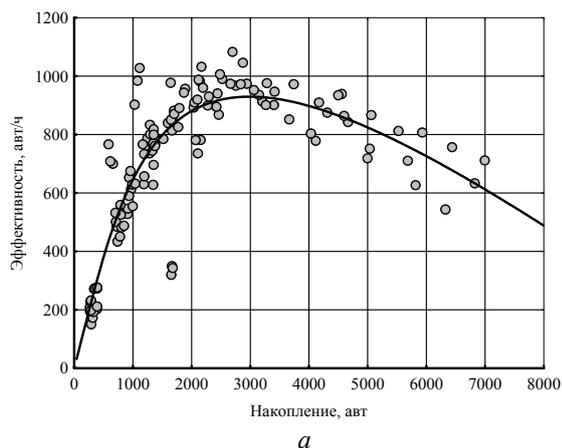
$$K = \frac{\sum_{i \in Z} k_i l_i}{\sum_{i \in Z} l_i} \quad (7)$$

Основное назначение сетевой диаграммы транспортного потока заключается в том, чтобы оценить условия движения в сети при различном уровне насыщения этой сети автомобилями. Обычно в графическом виде сетевая основная диаграмма транспортного потока выполняется в координатах "производительность – накопление", хотя могут быть другие варианты с использованием параметров эффективности и средней плотности. Для оценки сетевой основной диаграммы транспортного потока использовались данные моделирования на примере фрагмента сети центральной части Ростова-на-Дону. Общая длина улиц в этом участке сети составляет 39 км. В результате моделирования, прежде всего, получены зависимости между производительностью, накоплением, плотностью представленные на рисунке.

Для данного участка сети максимальный объем производительности достигается при уровне накопления около 2500 автомобилей, при этом 10% отклонение от максимального показателя наблюдается в диапазоне от 2000 до 3500 автомобилей. Характерно, что эти данные по форме зависимостей, особенно по скоростным режимам соответствуют параметрам сетевой основной диаграммы, полученной при мо-

делировании движения в центральной части Сан-Франциско [7]. В соответствии с этими данными на этой основной диаграмме можно выделить 4 области функционирования сети. Состояние А соответствует свободным и стабильным условиям при средней скорости сообщения не ниже 25 км/час, при состоянии В производительность достигает максимальных значений, но скорость падает до 17 км/час, при состоянии С происходит падение скорости до 7

км/час, что связано с появлением и развитием заторовых ситуаций. При состоянии D производительность падает фактически до нуля. Из этого состояния систему вывести очень сложно даже при существенном ограничении транспортного спроса. Это означает, что при управлении дорожным движением в городах необходимо ограничивать состояния с высоким уровнем накопления автомобилей в сети и применять соответствующие стратегии управления.



Зависимости между параметрами, характеризующими сетевую основную диаграмму транспортного потока

Необходимы дальнейшие исследования для определения условий существования устойчивой сетевой основной диаграммы транспортного потока, нахождения аналитических зависимостей для такой диаграммы и разработки рекомендаций по применению сетевой основной диаграммы транспортного потока при управлении дорожным движением.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Зырянов, В. В. Анализ параметров двухкомпонентных моделей кинетической теории транспортного потока / Известия Ростовского государственного строительного университета. Ростов-на-Дону, №3, 1998

2. Зырянов В.В., Кочерга В.В., Поздняков М.Н. Современные подходы к разработке комплексных схем организации дорожного движения/ Транспорт Российской Федерации. 2011. Т. 32. № 1. с. 54-59.
 3. Зырянов В.В., Кочерга В.Г. Применение моделирования для оценки проектов транспортной инфраструктуры. Сборник Научных Трудов ОАО "ГИПРОДОРНИИ". 2012. № 3. с. 7-12
 4. Ardekani, S., Herman, R. (1987), "Urban network-wide traffic variables and their relations", Transportation Science 21 (1), Pages 1–16.
 5. Daganzo, C.F. (2007), "Urban Gridlock: Macroscopic modeling and mitigation approaches", Transportation Research Part B 41 (1), Pages 49-62.
 6. Daganzo, C.F., Geroliminis, N. (2008), "An analytical approximation for the macroscopic fundamental diagram of urban traffic", Transportation Research Part B 42, Pages 771-781.

7. *Geroliminis, N., Daganzo, C.F.* (2008), "Existence of urban-scale macroscopic fundamental diagrams: Some experimental findings", *Transportation Research Part B* 42, Pages 759-770.

8. *Geroliminis, N., Sun, J.* (2011a), "Properties of a well-

defined macroscopic fundamental diagram for urban traffic", *Transportation Research Part B* 45, Pages 605-617.

9. *Godfrey, J.W.* (1969), "The mechanism of a road network", *Traffic Engineering and Control*, Volume 11, Pages 323-327

А. М. Иванов, С. С. Шадрин

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ МЕЖОБЪЕКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

(e-mail: shadrin@madi.ru)

В статье раскрывается актуальность создания систем межобъектного взаимодействия интеллектуальных транспортных средств, описывается структура передаваемых со стороны транспортного средства в динамическую сеть ИТС данных, приводится описание проведенных испытаний.

Ключевые слова: интеллектуальное транспортное средство, интеллектуальные транспортные системы, ИТС, взаимодействие интеллектуальных транспортных средств, шина передачи данных CAN, декодирование данных, технология V2V, V2I.

The article reveals the relevance of creating systems inter-objects interaction intelligent vehicles, describes the structure of the transmitted from the vehicle in a dynamic network of ITS data, provides a description of the tests.

Keywords: intelligent vehicle, intelligent transport systems, ITS, the interaction of intelligent vehicles, data bus CAN, data decoding, technology V2V, V2I.

Общемировая тенденция показывает, что современные автомобили и дорожная транспортная техника все в меньшей мере остаются одиночными транспортными средствами, все более интегрируясь в информационную транспортную среду [1]. В значительной степени меняется и потребительская идеология владельца ТС, в которой автомобиль призван выполнять все больше контрольных и автоматически управляющих функций, ориентированных на обеспечение безопасности водителя, пассажиров, груза и самого автомобиля.

Разработка систем межобъектного взаимодействия интеллектуальных транспортных средств (V2V, V2I) – одно из важных направлений развития автомобильной индустрии за рубежом [2]. Данным видом исследований занимаются консорциумы Car-2-Car, Drive C2X, Network-on-Wheels, департамент транспорта США, в которые соответственно входят практически все мировые автопроизводители, ведущие производители электроники и международные технические университеты.

Основными задачами интеллектуальных транспортных систем (ИТС) применительно к колесным машинам являются: обеспечение безопасности дорожного движения, повышение эффективности использования дорог, повышение эффективности использования транспортных средств, предоставление участникам дви-

жения телематических сервисов. В настоящее время многими исследовательскими центрами и коммерческими организациями во всем мире проводятся работы по созданию систем V2V (vehicle-to-vehicle) и V2I (vehicle-to-infrastructure), в том числе на основе технологий беспроводных динамических сетей DSRC на различных частотных диапазонах, с отработкой следующих самых распространенных сценариев:

- прием передатчиком, установленным в транспортном средстве (ТС), сигнала о режиме работы светофора и предоставление рекомендаций водителю о выборе скорости для движения в «зеленом коридоре»;

- автоматическая оплата проезда, парковки, заправки и т. д.;

- прием передатчиком, установленным в ТС, навигационных координат другого движущегося в потоке автомобиля с системой V2V;

- предупреждение водителя о сломавшемся по ходу движения автомобиле;

- предупреждение водителя об экстренном торможении впереди идущего автомобиля;

- предупреждение водителя, в условиях отсутствия прямого видимого контакта, о движущемся в потоке мотоцикле с установленной системой V2V;

- информирование водителя о количестве свободных парковочных мест, времени отправления поездов, самолетов, автобусов и предос-

тавление прочей информации от инфраструктурной части ИТС;

– предупреждение водителя о ДТП и дорожных затруднениях через системы V2V и V2I.

Однако стоит отметить, что в настоящее время единого понимания относительно состава и характеристик передаваемых данных, например, со стороны автомобиля в сеть ИТС, пока что не сформировано.

Мы считаем, что в рамках V2V и V2I коммуникаций от телематического модуля автомобиля в динамическую сеть ИТС должны передаваться следующие наборы данных:

1) географические данные положения автомобиля (долгота, широта, абсолютное время, курсовой угол, эллиптическая высота), полученные с применением бортовой гибридной системы навигации;

2) кинематические параметры движения (приведенная скорость автомобиля, продольное и боковое ускорения, приведенная угловая скорость вращения кузова автомобиля относительно вертикальной оси);

3) данные об управляющих воздействиях на автомобиль со стороны водителя (положение педали газа, нажатие на педаль тормоза, угол поворота рулевого колеса, режим работы указателей поворота, режим включения аварийной сигнализации);

4) параметры, характеризующие условия движения (значение температуры окружающей среды, режим работы системы головного освещения автомобиля, режим работы стеклоочистителей, индикатор срабатывания систем активной безопасности ABS, TC, ESP и других);

5) идентификаторы автомобиля (категория транспортного средства, масса, длина, ширина, высота, идентификационный номер).

Известно, что практически все перечисленные выше параметры (в зависимости от оснащения автомобиля) присутствуют в том или ином виде в бортовой сети передачи данных. Таким образом, становится очевидной целесообразность использования имеющейся сенсорной части автомобиля, вместо дооснащения телематического модуля датчиками, дублирующими штатные.

Практически все производимые в настоящее время транспортные средства категорий М и N оборудуются бортовыми шинами передачи данных, самая распространенная из которых – шина CAN. Для транспортных средств категорий N1, N2, N3, M3 и Т приме-

няется единый формат кодировок, передаваемых по шине CAN параметров, описанный в стандарте SAE J1939-71 [3]. Среди европейских производителей грузовой техники разработан унифицированный протокол передачи данных (стандарт FMS [4]) и устанавливается единый разъем для подключения цифровых тахографов, который также может использоваться и для работы телематического модуля транспортного средства. Ситуация с транспортными средствами категорий М1 и М2 обстоит иначе. Основная проблема при работе с CAN шиной современных легковых автомобилей и микроавтобусов (категории М1 и М2) заключается в том, что базы данных декодирования CAN сообщений у всех автопроизводителей индивидуальные и, более того, они отличаются даже для разных моделей автомобилей одного и того же автопроизводителя и относятся к строго охраняемой, конфиденциальной информации. Автопроизводители объясняют данное обстоятельство дополнительной степенью защиты рассматриваемых автомобилей от угонов. Тем не менее, в МАДИ разработана «методика декодирования данных, передаваемых по CAN-шинам транспортных и технологических машин», что делает задачу глубокой интеграции телематического модуля в бортовую электронику любого автомобиля вполне достижимой.

В рамках проведенного исследования была установлена возможность использования значений параметров движения автомобиля, получаемых в реальном времени с высокоскоростной шины CAN [5]. Были декодированы данные угла и скорости поворота рулевого колеса, угловой скорости вращения автомобиля относительно вертикальной оси, бокового ускорения, скорости вращения всех колес, оборотов ДВС, высоты датчиков положения пневматической системы подрессоривания и другие параметры с шины передачи данных CAN современного транспортного средства категории М1. На рис. 1 представлены графики кинематических параметров, записанных с шины передачи данных CAN с использованием декодера «NI-8473s» (National Instruments), автомобиля Land Rover Discovery 3 2009 года выпуска при выполнении движения по кругу. Программная реализация декодирования и обработки в реальном времени данных с шины CAN может быть легко выполнена в программных средах MatLab или LabView.

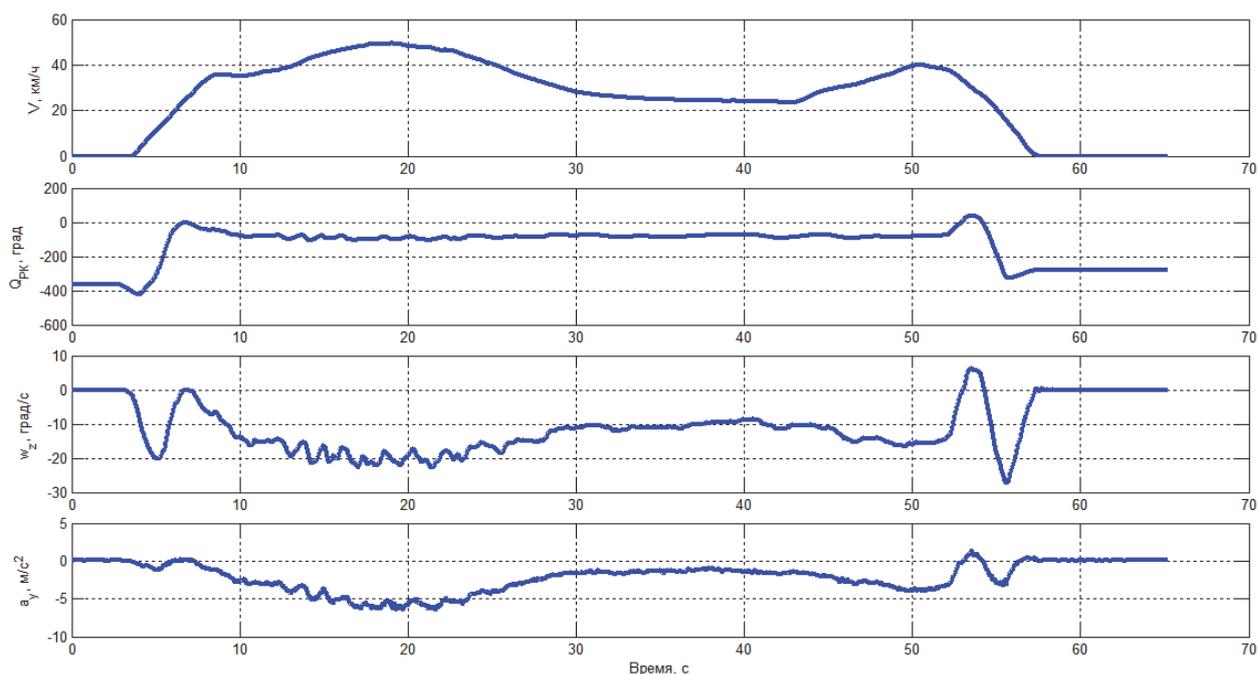


Рис. 1. Декодированные данные высокоскоростной шины CAN легкового автомобиля при выполнении кругового движения (скорость, угол поворота рулевого колеса, угловая скорость относительно вертикальной оси, боковое ускорение центра масс)

В целях организации обратной связи с водителем через штатные системы оповещения нами был проведен анализ запаса пропускной способности шин передачи данных CAN современных автотранспортных средств, так как предполагается возможность отправки телематическим модулем запросов в бортовую сеть. В исследовании участвовали автомобили Land Rover Discovery3 (скорость передачи данных высокоскоростной шины CAN 500 Кбит/с, среднескоростной шины CAN – 125 Кбит/с) и Ford Focus2 (скорость высокоскоростной шины CAN 500 Кбит/с, среднескоростной шины CAN – 125 Кбит/с). В дорожных условиях для первого автомобиля минимальный запас HS CAN составил 68,1%, а MS CAN – 72,2% от максимальной загрузки шин передачи данных. Для второго объекта испытаний минимальный запас высоко- и среднескоростной шины CAN составил 85,8% и 90,1% соответственно. Исследования показали, что максимальная дополнительная нагрузка на шины от телематического модуля является кратковременной и может варьироваться от 0,1% до 4% пропускной способности. Таким образом, была обоснована возможность установки, интегрированных в бортовую сеть передачи данных, телематических модулей ИТС практически на любые транспортные средства.

На автополигоне МАДИ были проведены

дорожные испытания интерактивной передачи данных между движущимся транспортным средством и объектом дорожной инфраструктуры по технологии межобъектного взаимодействия V2I с использованием динамических сетей DSRC на частоте 5,9 ГГц. Также на территории университета МАДИ были проведены статические замеры скорости передачи данных между двумя автомобилями в зависимости от расстояний, условий видимости и перекрытия визуального контакта сторонними объектами (рис. 2). Антенны в обоих автомобилях были установлены на уровне лобового стекла. Последний эксперимент (на используемом оборудовании) демонстрирует сомнительную возможность применения сетей DSRC в условиях мегаполиса и показывает: 1) крайнюю нестабильность скорости передачи данных из-за действия внешних источников излучения, а в действительности и устройств подавления сигналов; 2) небольшое расстояние передачи данных (в пределах 130 м при условии прямой видимости); 3) при отсутствии визуального контакта успех передачи зависит от свойств заграждающих объектов и их количества.

Планируется дальнейшее проведение испытаний, в том числе динамических испытаний с использованием технологии V2V и стандарта IEEE 802.11p, на частотах 5.9, 5.8, 2.4 ГГц.

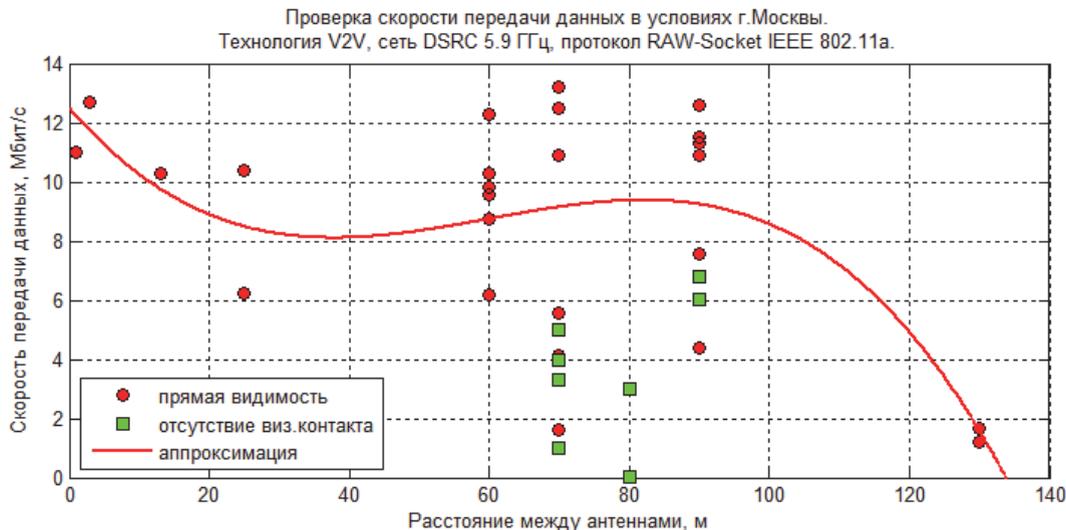


Рис. 2. Зависимость скорости передачи данных от расстояния между автомобилями

Полученные результаты подтверждают достижимость поставленных перед ИТС задач и перспективность развития данного направления, открывают возможность для проведения дальнейших исследований, а также дают основания для выполнения работ по стандартизации в сфере интеллектуальных транспортных систем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Жанказиев, С. В.* Научные основы и методология формирования интеллектуальных транспортных систем в автомобильно-дорожных комплексах городов и регионов. – Дисс. докт. техн. наук. – М., 2012. – 449 с.

2. *Иванов, А. М.* Перспективы развития интеллектуальных бортовых систем автотранспортных средств в Российской Федерации / А.М. Иванов, А.Н. Солнцев // Журнал автомобильных инженеров. – 2010. – Вып. 6(65). – С. 14-19.

3. SAE STANDARD J1939-71. SURFACE VEHICLE RECOMMENDED PRACTICE. VEHICLE APPLICATION LAYER. – 06/2006, 686 p.

4. FMS-Standard Working Group. FMS-Standard. Interface description. Vers. 02.00, 11.11.2010.

5. *Иванов, А. М.* Обоснование выбора ключевых технологий функционирования системы межобъектного взаимодействия интеллектуальных транспортных средств при движении по скоростным автомагистралям / А.М. Иванов, С.С. Шадрин // Вестник МАДИ. – 2013. – Вып. 1(32). – С. 7-13.

О. Ю. Криволапова

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ УЧАСТКОВ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТРАНСПОРТНОЙ НАГРУЗКИ НА СЕТИ

Ростовский государственный строительный университет

(e-mail: Olga-krivolapova@yandex.ru)

В данной статье рассматривается методология, применяемая для выявления конкурирующих и взаимозависимых участков транспортной сети. Это важно при повышении эффективности работы существующей транспортной сети, либо при прогнозировании перераспределения транспортных потоков после внедрения объекта совершенствования транспортной сети.

Ключевые слова: транспортная сеть, транспортные потоки, маршрут, равновесие спроса, коэффициент корреляции, конкурирующие участки транспортной сети.

This article consider the methodology for identifying competing and interdependent areas of the transport network. This is important for raising the effectiveness of the existing road network, or for the forecasting the redistribution of traffic flows after the implementation of the improving the transport network objects

Keywords: transportation network, transport route, the demand equilibrium, the coefficient of correlation, competing routes of the transport network.

Перевозки – важнейшая услуга транспортной отрасли производства. Как и продукт любой другой отрасли, перевозки оцениваются

соотношением цена-качество. Уровень качества такой услуги оценивается при помощи показателей безопасности, временных, стоимостных

затрат и других параметров. Влияние качества услуги на объем транспортных потоков – основополагающая характеристика транспортной отрасли, таким образом, между маршрутами возникает определенная конкуренция [1].

Предположим, что известно количество автомобилей, перемещающихся из одной транспортной зоны в другую. Так же предположим, что эти зоны соединены несколькими маршрутами. Все пользователи выберут наиболее короткий путь, что естественно вызовет повышение времени прохождения данного маршрута. Прогнозировать поведение пользователей крайне сложно, т.к. некоторые из них согласятся тратить больше времени на прохождение данного маршрута, другие внесут корректировки в свой привычный маршрут, а третьи откажутся от поездки.

Распределение транспортных потоков, выбор маршрута, соединяющего разные транспортные зоны, являются проблемой транспортного равновесия. Для этого необходимо анали-

зировать транспортную сеть в целом, а не отдельные ее проблемные участки. В качестве решения этой проблемы предполагается выявление закономерности, по которой водители выбирают тот или иной маршрут. Выбор кратчайшего пути не всегда означает минимальные затраты времени. Рассмотрим вариант планирования наиболее эффективной поездки. Представим фрагмент транспортной сети, который имеет 2 участка, соединенных альтернативными маршрутами. Пусть t_1 и t_2 время в пути на маршруте 1 и 2 соответственно, x_1 и x_2 – транспортный поток на этих маршрутах. Общий поток между этими пунктами обозначим буквой q , где:

$$q = x_1 + x_2 \quad (1)$$

Функции этих маршрутов $t_1(x_1)$ и $t_2(x_2)$ представлены на рис. 2. Для каждого маршрута функция времени в пути представлена как функция транспортных потоков на маршруте (рис. 1):

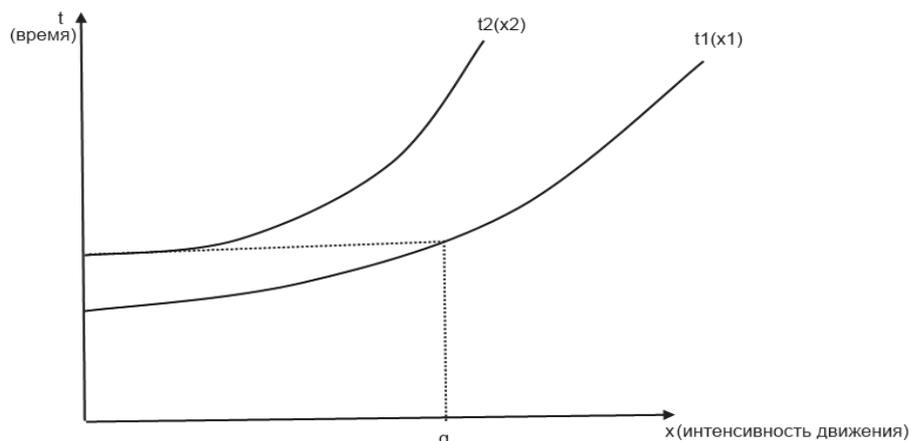


Рис. 1. «Функции времени и интенсивности движения двух разных маршрутов»

Предположим, что стоимость поездки между начальным – конечным пунктами невысокая. Для того чтобы сократить время поездки многие водители выберут маршрут 1. Как показано на рисунке, на этом маршруте скорость свободного потока гораздо выше, чем на маршруте 2. Спрос на этот маршрут будет расти до тех пор, пока скорость перемещения не сравняется со скоростью перемещения на втором маршруте ($q = q'$, где q' – транспортный поток снижающий время перемещения на маршруте 1 и уравнивающего его с маршрутом 2). До этого момента все пользователи транспортной сети предпочтут первый маршрут. Далее водителям придется делать выбор между маршрутами, та-

ким образом, они сами могут контролировать свое время в пути.

Проблему равновесия спроса между двумя маршрутами можно решить следующим образом: при анализе транспортных потоков необходимо убедиться, что в точке $q = q'$ оба маршрута имеют равные показатели скорости. Если известно время прохождения маршрута (в данном случае при $q = q'$), значит: $t=t_1=t_2$. Таким образом, потоки двух маршрутов могут быть представлены в виде следующей функции: $x_1=t_1^{-1}(t)$ и $x_2=t_2^{-1}(t)$. Проблема заключается в том, чтобы определить показатель t . Для этого необходимо построить кривую, в которой время прохождения пути будет рассмотрено при

помощи показателей транспортного потока между конечными точками маршрута. Данная

кривая может быть построена при помощи суммирования показателей маршрутов (рис.2).

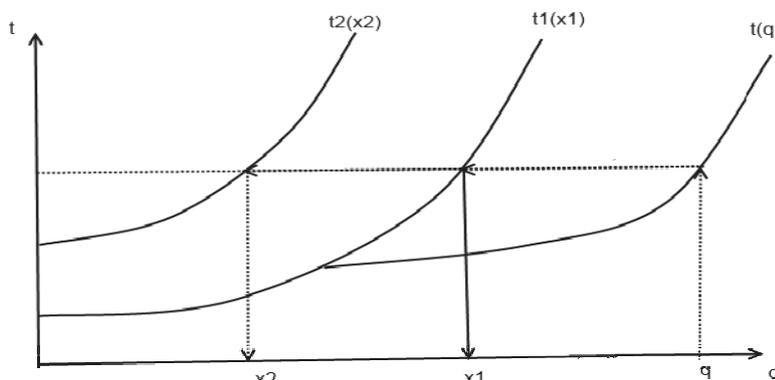


Рис. 2. «Кривая времени прохождения маршрутов»

На данном графике кривая $t(q)$ является функцией равновесия времени в пути между начальной и конечной точками от общего транспортного потока между ними. Общий транспортный поток – сумма потоков всех маршрутов между этими точками. После построения этой кривой время маршрута можно просчитать, подставив данные транспортного потока. Время в пути и транспортные потоки на маршруте могут быть изображены графически. На данном графике $q \leq q'$, это означает, что равновесное время в пути совпадает с временем поездки на маршруте 1. Время поездки на маршруте 2 будет значительно выше.

Определим конкурирующие маршруты, исходя из следующих параметров:

На входе:

- Транспортная сеть и ее характеристики (различные показатели маршрутов, времени поездки и т. д.);
- Матрицы корреспонденций;
- Маршруты, представляющие интерес (i);
- Показатели параметра N для характеристики маршрута i;
- Варианты изменения спроса.

На выходе:

- Показатели непосредственно конкурирующих маршрутов.

Данная методология строится на статистической взаимосвязи между показателями маршрутов (i) и другими маршрутами (k) и далее помогает наиболее точно рассчитать спрос на внедряемые объекты совершенствования транспортной сети и последующие изменения в ее работе.

Конкурирующие маршруты выявляются в 3 этапа. Рассмотрим их поподробнее.

На первом этапе составляются корреляционные таблицы. Сначала необходимо составить матрицы корреспонденций, из которых будет видно общее количество возможных маршрутов. Затем из этой матрицы выбираются маршруты, имеющие одинаковые временные и стоимостные затраты. Далее составляется вектор показателей L маршрутов транспортной сети:

$$V^* = [v_1^{(i)}, v_2^{(i)}, \dots, v_L^{(i)}]^T \quad (2)$$

Отметим, что: $V_l^j \geq 0 \ (l = 1, \dots, L)$.

Получаем прямой положительный вектор потоков маршрута ($V^{+*(i)}$), который в дальнейшем применим для анализа наиболее важных отрезков транспортного потока. Отметим так же, что данный вектор $V^{+*(i)}$ включает в себя лишь те маршруты l, которые имеют показатель $v_l^{(i)} > 0$, которые обозначаются $v_l^{+*(i)}$.

Далее составляется матрица $V^{+*(i)} = \Delta^{(i)} \times h^j$, где $\Delta^{(i)}$ - матрица $n_{(i)} \times n_{(j)}$, где $n_{(j)}$ – количество маршрутов и h^j – вектор $n_{(j)} \times 1$ транспортных потоков. Затем строится матрица корреспонденций тех участков транспортной сети, которые показывают процентное соотношение спроса – B^j , $T = B^j \times h^j$, где T – вектор $p \times 1$, который показывает пары матриц корреспонденций и B^j – матрица $p \times n_{(j)}$.

Теперь определяется наиболее эффективный маршрут $h^{*(i)}$ при помощи алгоритма равновесия.

И в завершении первого этапа выявляется зависимость между возможностями одного маршрута (i) и показателями другого (k). И зависимость между возможностями маршрута i и наиболее эффективного участка транспортной сети q.

На основе полученных данных можно составить таблицу для более наглядного сравне-

ния. Она может выглядеть, например, так:

$P^{(W)}$ Показатели маршрута 1	$P^{(W)}$ Показатели маршрута 2	...	$P^{(W)}$ Зависимость между маршрутом i и k	$P^{(W)}$ Зависимость между маршрутом i и q	...
---------------------------------	---------------------------------	-----	---	---	-----

Теперь переходим ко второму этапу, который заключается в анализе зависимостей различных маршрутов.

Для каждого участка транспортной сети q определяем возможные показатели спроса W .

Получим $\text{Max}_{w=1, \dots, W} [(P^{(W)} \text{ Зависимость между маршрутом } i \text{ и } q)]$ и $\text{Min}_{w=1, \dots, W} [(P^{(W)} \text{ Зависимость между маршрутом } i \text{ и } q)]$ - т.е. максимальную и минимальную степень зависимости показателей маршрута i от наиболее эффективного участка транспортной сети q .

Вычислим процентное соотношение между сценариями, где был найден показатель $P^{(W)}$ Зависимость между маршрутом i и q и который оказался а) неопределенным б) в интервале $[-1; -0,5]$ в) в интервале $(-0,5; 0,5)$ г) в интервале $[0,5; 1]$.

Вычислим корреляционный коэффициент Z для показателя зависимости между маршрутом i и q :

$$Z_{P^{(W)} \text{ Зависимость между маршрутом } i \text{ и } q} = \frac{\sum_{W=1}^W g_W * P^{(W)}}{W} \quad (3)$$

где $g_W = \begin{cases} 1 & \text{если } P^{(W)} \text{ определен для сценария } w \\ 0 & \text{во всех остальных случаях} \end{cases}$

Далее для каждого маршрута k , который есть в прогнозировании спроса W определяем следующие показатели:

- Максимальную и минимальную степень зависимости маршрута i от показателей маршрута k ;

- Вычисляем процентное соотношение между сценариями, где был найден показатель $P^{(W)}$ Зависимость между маршрутом i и k а) неопределенным б) в интервале $[-1; -0,5]$ в) в интервале $(-0,5; 0,5)$ г) в интервале $[0,5; 1]$;

- Определяем корреляционный коэффициент Z для зависимости показателей I от k :

$$Z_{P^{(W)} \text{ Зависимость между маршрутом } i \text{ и } k} = \frac{\sum_{W=1}^W y_W * P^{(W)}}{W} \quad (4)$$

где $y_W = \begin{cases} 1 & \text{если } P^{(W)} \text{ определен для сценария } w \\ 0 & \text{во всех остальных случаях} \end{cases}$

И, наконец, на третьем этапе анализа, мы можем определить конкурирующие участки транспортной сети и маршруты. К конкурирующим относятся те маршруты/участки транспортной сети, которые принадлежат отрезку $-1 \leq P^{(W)} \leq -0,5$, т.е. имеют существенное негативное влияние на распределение транспортных потоков между ними.

Рассмотренная методология позволяет не только вывести качество перевозок на новый уровень, но и совершать максимально точные прогнозы последствий внедрения объектов улучшения работы транспортной сети.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. «Quantifying the Effects of Network Improvement Actions on the Value of New and Existing Toll Road Projects», Center for Transportation Research University of Texas at Austin 3208 Red River, Suite 200, Austin, TX 78705-2650, August 2009.
2. Зырянов В.В. Транспортное обеспечение логистических систем [Электронный ресурс] // «Наукоедение», 2012, №4. – Режим доступа: <http://naukovedenie.ru/PDF/22ergsu412.pdf> (доступ свободный) – Загл. с экрана. – Яз. Рус.
3. Интеллектуальные транспортные системы в дорожном движении/ В.Г. Кочерга, В.В. Зырянов, В.И. Коноплянко// Рост. гос. строит. ун-т, 2001.
4. В.В. Зырянов Е.Ю. Семчугова А.М. Скрынник «Применение информационных технологий при повышении мобильности и обеспечении транспортной безопасности» [Электронный ресурс] // «Инженерный вестник Дона», 2012, №4 (часть 1) – Режим доступа: <http://www.ivdon.ru/magazine/archive/n4p1y2012/1083> (доступ свободный) – Загл. с экрана. – Яз. рус.
5. Зырянов В.В., Кочерга В. Г., Поздняков М, Н. Современные подходы к разработке комплексных схем организации дорожного движения. Транспорт российской федерации, 2011. Т. 32. № 1. С. 54-59.
6. Barcelo J. and Casas J. Stochastic heuristic dynamic assignment based on AIMSUN microscopic traffic simulator. – 85th Transportation Research Board 2006 Annual Meeting, July 2005.
7. Microsimulator and Mesosimulator in Aimsun User's Manual, Draft Version – October 2008, Transport Simulation Systems, S.L., p. 303.

УДК 656.13

*А. А. Мирончук***ЗАРУБЕЖНЫЙ ОПЫТ ПРАКТИЧЕСКОЙ РЕАЛИЗАЦИИ
ПРИОРИТЕТНЫХ ПОЛОС ПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ****Ростовский государственный строительный университет**

(e-mail: alexexplicit@mail.ru)

В статье рассмотрены примеры практической реализации системы приоритетных полос прерывного действия в Мельбурне, Австралия и Лиссабоне, Португалия. Дана характеристика способов обеспечения приоритета. Рассмотрены параметры эффективности.

Ключевые слова: приоритетная полоса, интеллектуальная транспортная система, управляемые дорожные знаки, детекторы транспорта.

The article deals with examples of practical implementation of the intermittent lanes priority system in Melbourne, Australia and Lisbon, Portugal. It characterizes the ways of priority ensuring. The article analyzes the parameters of efficiency.

Keywords: bus lane priority, intelligent transportation system, variable message signs, transport detectors.

Развитие интеллектуальных транспортных систем (ИТС) открывает новые возможности в управлении дорожным движением. Приоритетная полоса прерывного действия (ПППД) является инновационным способом организации приоритетных условий для городского общественного транспорта.

Принцип действия ПППД состоит в том, чтобы с помощью информационных и коммуникационных технологий ИТС организовать совместное использование приоритетной полосы автобусами и индивидуальным транспортом в зависимости от занятости полосы автобусом. Это достигается применением средств определения местоположения, а также управляемых дорожных знаков и разметки. То есть в отсутствии автобусов все полосы участка ПППД доступны для движения без ограничений. Когда автобус приближается на расчетное расстояние, одна из полос меняет свой статус с «обычной» на «приоритетную». Индивидуальным транспортным средствам запрещено въезжать и перестраиваться на ПППД, когда она находится в активной фазе, таким образом, автобус, двигаясь по участку ПППД, всегда находится в приоритетных условиях. Сразу после прохождения автобуса приоритетная полоса снова становится общедоступной.

Концепция ПППД была предложена Ж. Вигасом в 1996 году, задолго до того, как технологии, которые могли бы сделать ее выполнимой были достигнуты [1]. В 2001 году Ж. Вигас разработал логику функционирования ПППД, определил технические и организационные требования для практической реализации [2]. К настоящему времени, две различные реализации этой концепции были внедрены в Мельбурне, Австралия и Лиссабоне, Португалия.

Первое применение концепции ПППД было реализовано в Мельбурне в 2001 году. Его главной особенностью было то, что это решение обеспечивало приоритетный режим для системы уличного трамвая, который перемещался вдоль 2,1 километровой участка улицы «Toorak Road». Данный участок имел 4 полосы движения с движением подвижного состава в смешанном потоке по внутренним полосам. Для мониторинга транспортных условий использовались петлевые индукционные детекторы, расположенные через каждые 100м. Детекторы были связаны с управляемыми дорожными знаками и катафотами. При приближении трамвая, включалась подсветка катафотов, и на управляемых дорожных знаках появлялось сообщение с просьбой водителей не использовать трамвайное полотно для движения. Поскольку поток, поворачивающий на право (левостороннее движение), являлся главной помехой для движения подвижного состава, система светофорного регулирования обеспечивала дополнительное время горения зеленого сигнала для очистки полосы, с которой выполнялся правый поворот. На некоторых пересечениях после активации ПППД вводился запрет на выполнение правого поворота. Общая стоимость реализации системы ПППД в Мельбурне составила 500 000 \$ [3]. Результаты показывают, что скорость сообщения подвижного состава повысилась утренний час-пик на 10% и днем на 1%. Также уменьшились отклонения от расписания движения.

Первая реализация концепции ПППД с использованием автобусов была выполнена в Лиссабоне. Демонстрационный проект выполнялся с января 2005г. до июня 2006 г. Система ПППД была осуществлена на участке улицы «Alameda da Universidade», протяженностью 600 м с двух-

полосной проезжей частью и односторонним движением. Интенсивность в час-пик составляла в среднем 1400 авт./ч. По участку ПППД проходило 4 маршрута, частота движения автобусов составляла от 12 до 16 ед./ч. Используя



комбинацию технических средств из знаков с изменяющейся информацией и катафотов с подсветкой, правая полоса выполняла функции приоритетного пропуска автобусов (изображена на рисунке).



Приоритетная полоса прерывного действия в Лиссабоне, Португалия

В течение всего периода работы системы ПППД выполнялось непрерывное усовершенствование и тестирование. После настройки системы было достигнуто увеличение скорости сообщения автобусов на участке в среднем на 20% в межпиковый период, при этом прирост в пиковый период достигал 50% [4].

Практическая реализация концепции была выполнена при относительно низкой стоимости. Для исполнения системы потребовалось 11 магнитно-индукционных петлевых детекторов, для мониторинга транспортных условий и 3 дополнительных детектора, для обнаружения автобусов. Со стороны технических средств организации дорожного движения потребовались панели управляемых знаков в начале каждого перегона и множество катафотов расположенных на расстоянии 3м друг от друга. Для соединения детекторов и технических средств организации дорожного движения использовался дополнительный контроллер, установленный в аппаратной коробке одного из светофоров.

В течении первых 6 недель практического эксперимента, система ПППД активировалась всякий раз когда автобус обнаруживался на входе на участок. В этот период система была неэффективна, потому что она работала без учета транспортных условий (и это приводило

к ненужным активациям), это было неэффективно, поскольку не рассматривалась информация о местоположении автобуса в процессе приближения к участку ПППД, и тем самым не решалась задача точного момента активации. Особенно это усугублялось в случае заторовых ситуаций, когда времени после активации было недостаточно для того чтобы все транспортные средства смогли покинуть полосу ПППД.

В течение следующих 8 недель работа системы ПППД стала более производительной, поскольку активация начала выполняться с учетом транспортных условий на участке. Но поскольку информация о приближающемся автобусе не была доступна при большом удалении автобуса от участка ПППД, система была все еще не эффективна в периоды высокой загрузки УДС. В последние 10 недель тестирования в работу системы была добавлена возможность получения информации от автобуса, который находился на большом удалении. После этого система ПППД стала работать эффективно при любой транспортной нагрузке.

Каждая из рассмотренных практических реализаций показывает отсутствие единых технических условий и требований по внедрению данного вида приоритета, также не определены точные границы его применимости.

Кроме результатов практических примеров есть данные об эффективности системы ПППД полученные на основе имитационного моделирования и теоретических расчетов. В России задача использования ПППД не рассматривалась, что делает ее особенно актуальной. Использование системы ПППД может повысить устойчивость сети городского пассажирского транспорта, повысить пропускную способность (если сравнивать с обычной приоритетной полосой), снизить загрузку улично-дорожной сети и тем самым уменьшить выбросы загрязняющих веществ. Система ПППД способствует социальной устойчивости, позволяя городам улучшить функциональность общественного транспорта через организацию дорожного дви-

жения с незначительными затратами на инфраструктуру.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Viegas, J.* Turn of the century, survival of the compact city, revival of public transport // *Bottlenecks in Transportation and the Port Industry.* (H. Meersman, Ed). Antwerp, Belgium, 1996. - P.55–63.
2. *Viegas, J., Lu, B.* Widening the Scope for Bus Priority with Intermittent Bus Lanes // *Transportation Planning and Technology*, 2001. - vol. 24. - P.87-110.
3. *Currie, G., Lai, H.* Intermittent and Dynamic Transit Lanes: Melbourne, Australia, Experience // *Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board*, 2008. – P.49-56.
4. *Viegas, J., Roque, R., Lu, B., Vieira, J.* The Intermittent Bus Lane System: Lisbon Demonstration Project. The International Association of Public Transport (UITP), PTI May/June 2007 <http://www.uitp.org/mos/PTI//2007/03/09-en.pdf>

А. А. Порохня, Д. И. Голуб

ВЗАИМОСВЯЗЬ УРОВНЯ ЗАГРУЗКИ ДОРОГИ ДВИЖЕНИЕМ, ОСНОВНОЙ ДИАГРАММЫ ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКА И КОЭФФИЦИЕНТА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МОЩНОСТИ ДОРОГИ

Северо-Кавказский федеральный университет

(e-mail: pulwer@yandex.ru, golub.stavropol@yandex.ru)

Представлены аналитические зависимости уровня загрузки дороги движением и коэффициента использования мощности дороги. Приведены результаты экспериментального исследования по определению мощности транспортного потока.

Ключевые слова: транспортный поток, работа автомобиля, мощность транспортного потока, мощность дороги.

Analytical dependences of the level of loading of the road traffic and capacity factor of the road. Results of experimental researches by definition of capacity of the transport stream.

Keywords: traffic flow, work car, the power of traffic flow, road capacity.

Результатом любого транспортного процесса является перемещение определенной массы в пространстве (работа). В свою очередь, показателем эффективности транспортного процесса можно считать быстроту перемещения массы (мощность).

Применительно к участку автомобильной дороги (или маршрута в целом) длиной L_D задача оценки эффективности сводится к определению перемещения массы транспортного потока в единицу времени (мощность транспортного потока):

$$N_{ТП} = \frac{\sum_{j=1}^{L_D q} A_j}{t_D} = \frac{V_{ТП} \sum_{j=1}^{L_D q} A_j}{L_D}, \quad (1)$$

где q – плотность транспортного потока, авт/м; L_D , t_D – соответственно, длина участка, м

и среднее время его проезда, с; $V_{ТП}$ – скорость транспортного потока, м/с; A_j – работа, совершаемая j -ым автомобилем при проезде участка, длиной L_D :

$$A = A_{П} + A_{В} = \sum_{i=1}^n (P_{\Sigma} + M_a \cdot a_i) l_i, \quad (2)$$

где $A_{П}$, $A_{В}$ – соответственно, полезная и вынужденная работа автомобиля, Дж; P_{Σ} – сумма сил сопротивления движению, Н; $M_a \cdot a_i$ – сила инерции, Н; l_i – элементарный участок (шаг дифференцирования используемого навигационного оборудования), м.

Если предположить, что на участке L_D в любой момент времени находится $L_D \cdot q$ автомобилей, то формула (1) примет вид:

$$N_{ТП} = \frac{\sum_{j=1}^{L_D q} A_j}{t_D} = \frac{A_{cp} \cdot L_D \cdot q}{t_D} = A_{cp} \cdot q \cdot V_{ТП}, \quad (3)$$

Взаимосвязь интенсивности, скорости и плотности потока на одной полосе дороги графически может быть изображена в виде основной диаграммы транспортного потока (рис. 1),

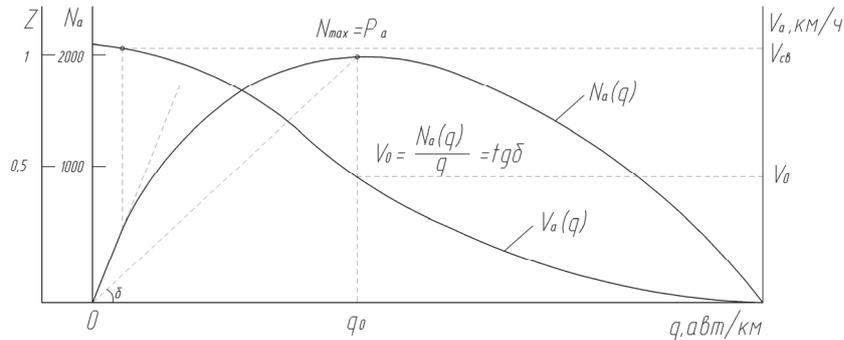


Рис. 1. Основная диаграмма транспортного потока

Левая часть кривой N_a отражает устойчивое состояние потока, при котором по мере увеличения плотности транспортный поток проходит фазы свободного, затем частично связанного и, наконец, связанного движения, достигая точки максимально возможной интенсивности, т. е. пропускной способности:

$$N_{\max} = P_a. \quad (5)$$

Отношение текущего значения интенсивности движения N_a к пропускной способности характеризует степень загрузки дороги движением [1,2]:

$$Z = \frac{N_a}{P_a}, \quad (6)$$

Учитывая, зависимость плотности, скорости и интенсивность транспортного потока (4), мощность транспортного потока определится:

$$N_{ТП} = A_{cp} \cdot q \cdot V_{ТП} = A_{ЛА} \cdot N_{np}, \quad (7)$$

где $A_{ЛА}$ – работа, выполненная легковым автомобилем, Дж; N_{np} – приведенная интенсивность движения, пр. авт/ч.

Коэффициент использования мощности дороги есть отношение мощности транспортного потока $N_{ТП}$ к максимально возможной – мощности магистрали ($N_D = N_{ТП \max}$):

$$k_N = \frac{N_{ТП}}{N_D}, \quad (8)$$

отражающей зависимость [1]:

$$N_a = q \cdot V_{ТП}. \quad (4)$$

Основная диаграмма показывает изменение состояния однопольного транспортного потока преимущественно легковых автомобилей в зависимости от увеличения его интенсивности и плотности.

Подставляя значение мощности (7) в выражение (8), получим:

$$k_N = \frac{A_{ЛА} \cdot N_{np}}{A_{ЛА}^D \cdot N_{\max}}, \quad (9)$$

где $A_{ЛА}^D$ – работа, выполненная легковым автомобилем в состоянии потока $N_{ТП \max}$, Дж.

Учитывая, что отношение N_{np}/N_{\max} есть степень загрузки дороги движением Z , а в значениях работы $A_{ЛА}$ и $A_{ЛА}^D$ кроме ускорений, остальные значения являются постоянными, то выражение (9) примет вид:

$$k_N = Z \frac{a_{ТП}}{a_D}, \quad (10)$$

где $a_{ТП}$, a_D – соответственно, средние значения ускорений в текущем режиме и в режиме $N_{ТП \max}$, м/с^2 .

В момент, когда транспортный поток переходит в состояние $N_{ТП \max}$, ускорения $a_{ТП} = a_D$, следовательно:

$$k_N = Z \quad (11)$$

Т. е. при насыщении потока до уровня пропускной способности, мощность транспортного потока достигает значения мощности магистрали, однако характер кривых данных функций будет различен на величину отношения ускорений потока. Пределы изменения параметров Z и k_N одинаковы: от 0 до 1.

Преимуществом коэффициента использования мощности дороги k_N является относительно низкая сложность измерения, если доказать коррелируемость между единичным автомобилем (или выборкой) и мощностью транспортного потока.

Очевидно, что режим движения одиночного транспортного средства находится в определенной зависимости от мощности всего потока автомобилей. Данный тезис подтверждают результаты проведенного эксперимента (рис. 2–4).

Для экспериментального исследования был определен участок автомобильной дороги в пределах населенного пункта, на котором в течение суток интенсивность движения достигает значения пропускной способности, приводя

транспортный поток к неустойчивому (пульсирующему) состоянию. Условия проведения эксперимента:

- Время: утренний «час-пик»;
- Состав транспортного потока – преимущественно легковые автомобили;
- Количество полос – по одной в каждом направлении шириной 3,8 – 4,2 м;
- Состояние покрытия – сухой асфальтобетон;
- Технические средства регулирования движения: светофорные объекты и пешеходные переходы отсутствуют, обгон разрешен.
- Запись пространственно-временной характеристики осуществлялась с помощью устройства глобального позиционирования с шагом 1 секунда.

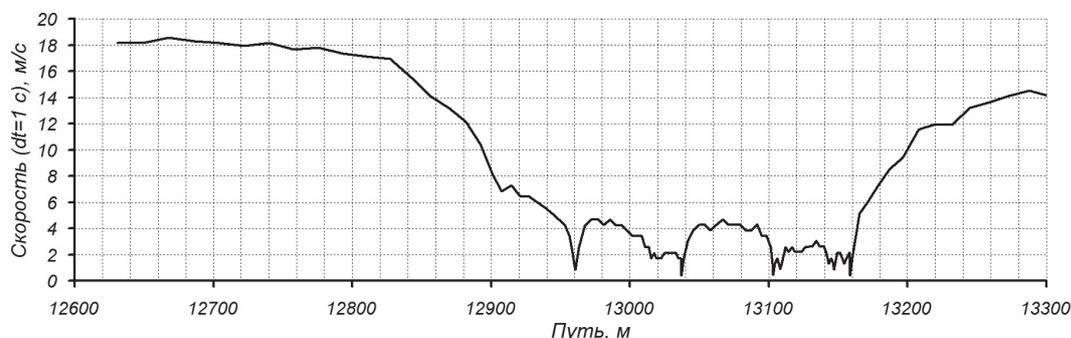


Рис. 2. График скорости проезда участка с шагом дифференцирования $dt = 1$ с

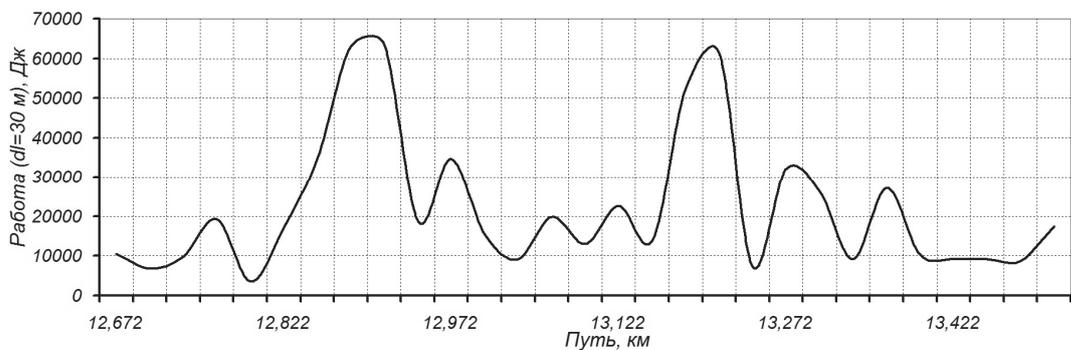


Рис. 3. График работы, выполняемой одним автомобилем с шагом дифференцирования $dl = 30$ м

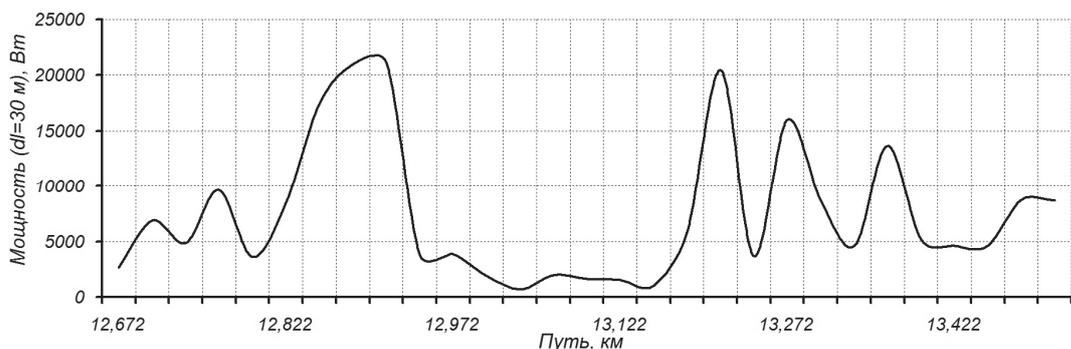


Рис. 4. График быстроты выполнения работы (мощности) одним автомобилем с шагом дифференцирования $dl = 30$ м

Данные графики наглядно демонстрируют, что одиночный автомобиль в транспортном потоке (или выборка) может характеризовать его состояние и определять запас мощности магистрали. Кроме того, полученные выражения (9) и (10) позволяют утверждать, что при состоянии транспортного потока $N_{ТП \max}$, мощность дороги N_D и ее пропускная способность P_a имеют экстремум при одинаковом значении плотности транспортного потока, а уровень

загрузки дороги движением Z соответствует коэффициенту использования мощности дороги k_N .

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Клинковштейн Г. И., Афанасьев М. Б.* Организация дорожного движения: Учебник для вузов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М: Транспорт, 2001 – 247 с.
2. *Бабков В. Ф.* Автомобильные дороги: учебник для вузов / В. Ф. Бабков. – М.: Транспорт, 1983. – 280 с.

А. А. Раюшкина, А. В. Крашенинников

КАЧЕСТВО УСЛУГ ГОРОДСКОГО ПАССАЖИРСКОГО ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА – КАК КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ ЕГО КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ

Волгоградский государственный технический университет;

(e-mail: ap@vstu.ru)

Предложена методика определения уровня качества услуг городского пассажирского общественного транспорта с целью удовлетворения потребностей пассажиров в перевозках и повышения его конкурентоспособности.

Ключевые слова: городской пассажирский общественный транспорт, *качество, услуги, маркетинговые исследования, показатель качества.*

The technique of definition of a level of quality of services of city passenger public transport for the purpose of satisfaction of needs of passengers in transportations and increases of its competitiveness is offered.

Keywords: city passenger public transport, quality, services, market researches, quality indicator.

В рыночных условиях детальное знание потребностей пассажиров городского пассажирского общественного транспорта является важным, но недостаточным условием для достижения успеха в деятельности, так как на рынке присутствуют конкуренты (частные перевозчики), которые могут существенно ухудшать показатели работы государственных и муниципальных автотранспортных предприятий за счет своих конкурентных преимуществ. При этом понятие конкурентоспособности услуги тесно связано с понятием качества, т.е. конкурентоспособность транспортных услуг – это их способность отвечать качественным требованиям рынка в данный момент времени и превосходить по потребительским свойствам подобные услуги конкурентов. В конкурентной борьбе выигрывают те, кто расширяет спектр предоставляемых услуг и улучшает сервисное обслуживание потребителей транспортных услуг.

Именно поэтому в настоящее время все большее значение начинают приобретать вопросы повышения уровня транспортного обслуживания пассажиров, которые в рыночных условиях хозяйствования тесно связаны с про-

блемой сервиса и качества предоставляемых услуг. Для компании, осуществляющей перевозку пассажиров, обязательства являются обусловленными, т.е. оговоренными потребностями, это значит, что пассажир ожидает, что перевозчик сократит время сообщения, снизит плату за проезд, расширит маршрутную сеть и так далее, т.е. повысит качество предоставляемых услуг.

Для оценки реальной ситуации, связанной с качеством транспортного обслуживания населения всеми видами городского пассажирского общественного транспорта г. Волгограда сотрудниками кафедры «Автомобильные перевозки» ВолГТУ было проведено анкетирование пассажиров методом квотной выборки [1]. Объем выборки для данного исследования составил 522 человека (при заданном уровне ошибки 5 %).

Анкета позволила проанализировать ряд неформализуемых критериев качества (всего рассматривалось 28 показателей), которые были проранжированы согласно ГОСТ Р 52113-2003: комфортность, доступность, своевременность, безопасность, экономичность, информа-

тивность, надежность и др., и сгруппированных по пяти признакам. Вопросы анкеты предполагали произвести оценку важности показателя для пассажиров, т.е. уровень, начиная с которого качество может быть принято удовлетворительным и оценку реализации показателя, которая показывает фактическое значения уровня качества для пассажиров.

Комплексный показатель качества внутри группы был определен по методу профилей:

$$P_i = \frac{\left(\frac{Y_1}{2} + Y_2 + Y_3 + \dots + Y_{n_i-1} + \frac{Y_n}{2}\right)}{n_i - 1} \quad (1)$$

где P_i – комплексный показатель качества i -ой группы показателей; n_i – число показателей в i -ой группе; Y_1, Y_2, Y_n – расчетные величины показателей, которые рассчитываются по формуле:

$$Y_i = \frac{\Pi_i}{\Pi_{i_{\max}}} \quad (2)$$

где $\Pi_{i_{\max}}$ – максимальные значения i -го показателя (рекомендуется принять 10 баллов); Π_i – значение i -го показателя для оцениваемой услуги.

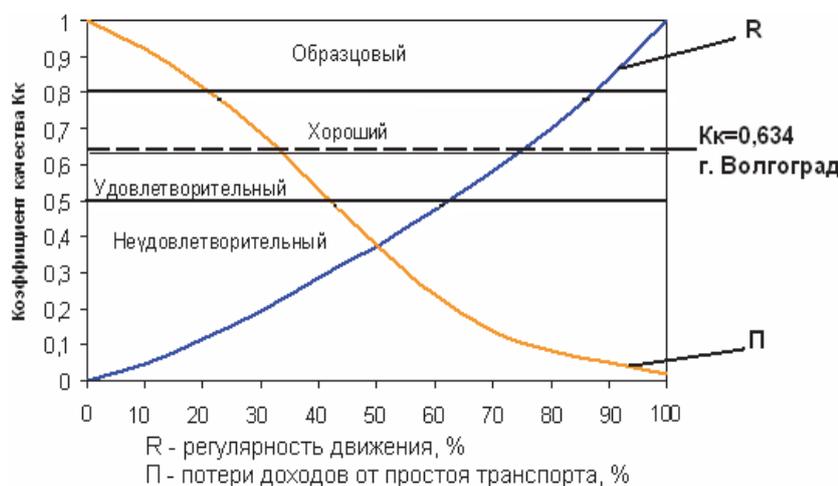
Интегральный коэффициент качества K_k будет определяться:

$$K_k = \sum_{i=1}^n P_i \cdot X_i, \quad (3)$$

где P_i – комплексный показатель качества i -й группы; X_i – коэффициент весомости i -ой группы показателей качества.

Для расчета коэффициентов весомости был использован метод анализа иерархий.

Полученные значения интегрального коэффициента качества ($K_k = 0,634$) были сопоставлены с его нормативными значениями. Это позволило заключить, что качество транспортного обслуживания населения городским пассажирским общественным транспортом г. Волгограда находится практически на границе хорошего ($K_k > 0,63$) и удовлетворительного ($K_k < 0,63$) уровней обслуживания (см. рисунок). Причем большинство жителей города оценили такие параметры, как надежность, доступность и информативность на хорошем уровне обслуживания ($K_k > 0,63$), а комфортабельность и безопасность, как соответствующие удовлетворительному уровню обслуживания ($K_k < 0,63$) [2, 3].



Зависимость интегрального коэффициента качества от регулярности движения и потерь доходов от простоя транспорта

Оценив уровень качества транспортного обслуживания населения г. Волгограда, следует предложить ряд мероприятий, направленных на совершенствование системы пассажирских перевозок, например:

- проводить постоянный мониторинг пассажиропотоков и транспортных потоков на основных магистралях города.
- разработать и оптимизировать схему еди-

ной маршрутной сети городского пассажирского общественного транспорта

- определить наиболее рациональные виды городского транспорта на основных городских магистралях и предоставить приоритет городскому электрическому транспорту, как наиболее экологически безопасному, обладающему большой провозной возможностью, обеспечивающему надежные и регулярные перевозки пассажиров.

– сделать сопоставление количества официально зарегистрированных маршрутов маршрутных такси и количества подвижного состава на них с фактическим количеством на линии.

Очевидно, что без учета мнений пассажиров невозможно создать гибкую и динамичную систему общественного транспорта, отвечающую всем требованиям современного горожанина, предъявляемых к различным видам городского пассажирского общественного транспорта. Регулярный анализ этих требований, позволит разработать алгоритм определения целевых групп пассажиров для конкретного вида транспорта, обслуживая которые потребности населения будут удовлетворяться максимально полно и качественно с минимальными затратами.

Таким образом, предприятиям транспорта независимо от форм собственности, чтобы успешно работать на транспортном рынке, необходимо обеспечить высокий уровень показателей качества транспортного обслуживания, эффективность транспортного производства и надлежащую конкурентоспособность транспортных услуг. Кроме того, вполне закономерно,

но, что управление качеством транспортных услуг нельзя свести лишь к измерению их уровня, но измерение качества – первый шаг в трудном процессе обеспечения конкурентоспособности транспортной услуги на рынке и ее контроля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Требования, предъявляемые пассажирами к городскому общественному транспорту / А.А. Раюшкина, С.А. Ширяев, Е.С. Шипилов, А.В. Дмитриев // Проблемы автомобильно-дорожного комплекса России: матер. V междунар. науч.-техн. конф., Пенза, 21-23 мая 2008 г. / ГОУ ВПО "Пензенский гос. ун-т архит. и стр-ва" [и др.]. - Пенза, 2008. – Ч. 1. – С. 294-297.
2. *Дмитриев, А.В.* Оценка качества транспортных услуг, предоставляемых городским пассажирским транспортом / А.В. Дмитриев, А.А. Раюшкина, С.А. Ширяев // Прогресс транспортных средств и систем – 2009: матер. междунар. н.-пр. конф., Волгоград, 13-15 окт. 2009 г.: в 2 ч. Ч. 2 / ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2009. – С. 157–158.
3. Повышение эффективности и качества доставки пассажиров в городских условиях / А.В. Дмитриев, В.А. Гудков, А.А. Раюшкина, Е.С. Шипилов, С.А. Ширяев // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 3: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 113–116.

Н. М. Сиволобов, С. А. Ширяев, А. А. Раюшкина

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА ПОИСКА РАЦИОНАЛЬНОГО МАРШРУТА ПЕРЕВОЗОК ШКОЛЬНИКОВ К МЕСТАМ ОБУЧЕНИЯ В СЕЛЬСКОЙ МЕСТНОСТИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: sh-sa@vstu.ru, nikita1314@yandex.ru)

Предложен алгоритм выбора рационального маршрута в системе школьных перевозок, учитывающего параметры безопасности, надежности, регулярности и экономичности.

Ключевые слова: школьный автобус, школьные перевозки, школьные маршруты безопасность, надежность, регулярность, экономичность.

In article is offered the algorithm of a choice of a rational route in system of the school children transportation, considering parameters of safety, reliability, regularity and profitability.

Keywords: school bus, school children transportation, school routes, safety, reliability, regularity, profitability.

Демографическая ситуация в Российской Федерации серьезным образом влияет на систему обучения школьников в сельской местности [1]. Из-за малого числа обучающихся детей в ряде сельских населенных пунктов закрываются школы, а школьники этих сел прикрепляются к школам с более высоким количеством учащихся, что ведет к необходимости доставки этих детей к местам обучения. Одной из задач, которая стоит перед организатором этих перевозок (как правило, директором школы) – это разработка наиболее рационального маршрута, обеспечивающего своевременную доставку де-

тей к местам обучения, учитывающего географические, климатические, социальные условия конкретного района, а также требования к безопасности, надежности, регулярности, экономичности и качеству перевозок [2, 3, 4].

Задачу поиска рационального маршрута перевозок школьников в сельской местности, известную как маршрутизация перевозок, можно решить путем расчета и сравнения всех возможных вариантов этих маршрутов. К сожалению, директора школ этим инструментарием не владеют и обычно отдают это на откуп водителям школьных автобусов. Кроме того, несмотря

на большое количество существующих подходов к маршрутизации различных видов перевозок, алгоритмы маршрутизации школьных перевозок, учитывающие их социальную значимость и другие особенности до сих пор не разработаны. Для решения этой задачи авторы предлагают алгоритм выбора рационального маршрута в системе школьных перевозок, учитывающего параметры безопасности, надежности, регулярности и экономичности.

Простейшая модель поиска рационального

маршрута перевозок школьников в сельской местности может быть представлена в виде «черного ящика» (рис. 1). Исходными данными для этого поиска являются: название районов и населенных пунктов, где проживают школьники и расположены их места обучения, расстояния между всеми населенными пунктами, количество школьников, используемый подвижной состав и его технические характеристики, протяженность дорог с указанием их категории и количества опасных участков и др.

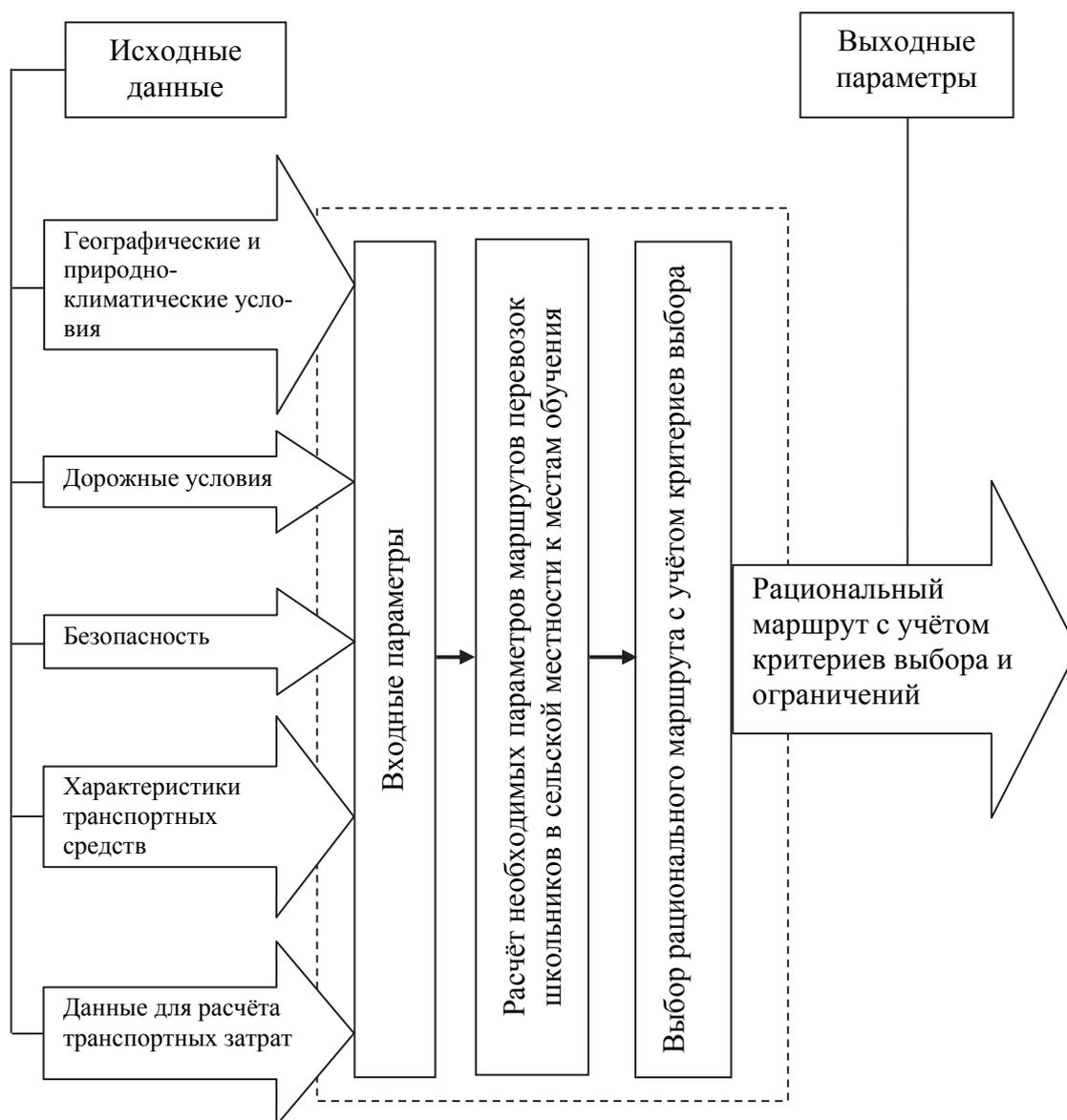


Рис. 1 Модель поиска рационального маршрута системы школьных перевозок

Процессы, происходящие внутри «черного ящика», в первом приближении, могут быть представлены в виде алгоритма показанного на рис. 2.

В качестве критериев выбора рационального маршрута могут быть использованы как единичные и комплексные показатели, например: минимальное расстояние и время в пути;

социальные условия конкретного района; коэффициенты безопасности, надежности, регулярности, экономичности и качества перевозок, так и интегральные, позволяющие с экономи-

ческой точки зрения (с учетом себестоимости) определить оптимальную совокупность вышеуказанных критериев или различные их комбинации.



Рис. 2. Алгоритм выбора рационального маршрута перевозок школьников в сельской местности

В связи с большим объемом необходимых расчетов встает вопрос о создании программного обеспечения способного помочь в решении поставленной задачи выбора рационального маршрута в системе школьных перевозок. Для этих целей авторы предлагают использовать разработанный ими алгоритм, представленный на рис. 2., который позволяет уже на стадии проектирования процесса перевозки школьников до мест обучения, сформулировать основные условия организации эффективного функционирования системы школьных перевозок в сельской местности и возможные направления повышения ее эффективности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Демография [Электронный ресурс]. – [2013]. – Режим доступа: http://www.gks.ru/bgd/free/B12_00/IssWWW.exe/Stg/dk07/8-0.htm

2. Сиволобов, Н.М. Проблемы и направления развития перевозок школьников в сельской местности / Н.М. Сиволобов, С.А. Ширяев, В.А. Гудков, А.А. Раюшкина // Сборник научных трудов Sworld. Материалы международной научно-практической конференции «Современные проблемы и пути их решения в науке, транспорте, производстве и образовании`2012» Вып. 4. Том 1 : сб. науч. тр. / сост. С.В. Куприенко. - Одесса, 2012. – ЦИТ: 412-0754 – С. 99-104.

3. *Sivolobov N.M., Shiryayev S.A., Gudkov V.A., Rayushkina A.A.*, Issues and prospective development of school children transportation in rural areas," in Modern scientific research and their practical application, edited by Alexandr G. Shibaev, Alexandra D. Markova. Vol. J11308 (Kupriyenko SV, Odessa, 2013) – URL: <http://www.sworld.com.ua/e-journal/J11308.pdf> – J11308-246

4. Сиволобов, Н.М. Безопасность перевозок школьников - задача государственная / Н.М. Сиволобов, С.А. Ширяев, В.А. Гудков // Технология, организация и управление автомобильными перевозками : сб. науч. тр. № 2 / Сибир. гос. автомоб.-дорожная академия (СибАДИ). - Омск, 2009. - С. 105-107.

*Д. А. Стрижевский, А. А. Сухов, А. В. Кочетков **

**ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНЫЕ ПРОИСШЕСТВИЯ С СОПУТСТВУЮЩИМИ
ДОРОЖНЫМИ УСЛОВИЯМИ НА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГАХ
ОБЩЕГО ПОЛЬЗОВАНИЯ ФЕДЕРАЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЯ**

**Саратовский государственный технический университет имени Ю. А. Гагарина
*Пермский национальный исследовательский политехнический университет**

(e-mail: strida@rosdornii.ru, soni.81@mail.ru)

Проведены формирование, наполнение и анализ базы данных по безопасности дорожного движения на автомобильных дорогах общего пользования федерального значения.

Ключевые слова: автомобильная дорога, база данных, безопасность, дорожное движение, диагностика.

Formation, filling and the database analysis on safety of traffic on public highways of federal value are carried out.

Keywords: highway, database, safety, traffic, diagnostics.

Безопасность дорожного движения на автомобильных дорогах общего пользования федерального значения оценивается через основные показатели аварийности на автомобильных дорогах общего пользования федерального значения [1-4].

В 2012 году в России в дорожно-транспортных происшествиях (ДТП) погибли 28 тысяч человек. За 12 месяцев произошло 203 597 ДТП с пострадавшими (увеличение на 1,9%), в которых 27 953 человека погибли (увеличение на 0,1%) и 258 618 получили ранения (увеличение на 2,7%). Каждая четвертая авария сопровождалась неудовлетворительным состоянием дорог и улиц. На дорогах в ненормативном состоянии произошло 42 772 ДТП (увеличение на 1,1%), в которых 6950 человек погибли (увеличение на 1,8%) и 54 468 получили ранения (увеличение

на 2,3%). С участием водителей в состоянии опьянения в 2012 году произошло 12843 ДТП, в которых погибло столько же людей, сколько и годом ранее – 2103 человека. Ранения получили 18 679 человек (увеличение на 4,4%).

28 518 ДТП произошло по вине пешеходов (снижение на 8,6%). В этих ДТП 4998 человек погибли (снижение на 8,8%) и 24896 получили ранения (снижение на 8,1%). В каждом десятом ДТП пострадал несовершеннолетний – произошло 20879 аварии (увеличение на 3,1%). 940 детей и подростков погибли (снижение на 0,4%), 22016 получили ранения (увеличение на 3,6%) [1].

В настоящей статье приводится пример использования информации автоматизированного банка дорожных данных АБДД «ДОРОГА» при анализе информации о безопасности до-

рожного движения с учетом дорожных условий на сети федеральных автомобильных дорог при сравнении 2009 и 2010 г.г.

В 2010 г. на автомобильных дорогах федерального значения сотрудниками ГИБДД было зарегистрировано 2697 ДТП-ДУ. На участках дорог вне населенных пунктов произошло 76,5 % ДТП-ДУ, соответственно в их пределах 23,5 % ДТП-ДУ. В качестве условий, сопутствующих совершению ДТП-ДУ на автомобильных дорогах федерального значения, сотрудниками ГИБДД наиболее часто регистрировались следующие транспортно-эксплуатационные показатели и характеристики автомобильных дорог [2]: низкие сцепные качества покрытия -

29,5 %; несоответствие параметров дороги ее категории - 14,5 %; недостаточное освещение - 13,3 %; плохая различимость горизонтальной разметки - 7,6 %; неровное покрытие - 7,2 %; отсутствие горизонтальной разметки - 5,7 %; обочин занижена по отношению к проезжей части - 5,3 %; дефекты покрытия - 4,3 %; неудовлетворительное состояние обочин - 4,1 %; неисправное освещение - 2,8 %; отсутствие ограждений в необходимых местах - 2,5 %.

Сведения о дорожно-транспортных происшествиях с сопутствующими дорожными условиями приведены в табл. 1. Сведения о количестве ДТП-ДУ различных видов и тяжести их последствий - в табл. 2.

Таблица 1

Дорожно-транспортные происшествия с сопутствующими дорожными условиями

Дорожные условия, сопутствующие совершению ДТП	Количество ДТП-ДУ* по условиям, сопутствующим их возникновению в 2010 г.		Количество ДТП-ДУ* по условиям, сопутствующим их возникновению в 2009 г.	
	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ
1 - неровное покрытие;	194	7,2	124	5,6
2 - дефекты покрытия;	116	4,3	73	3,3
3 - низкие сцепные качества покрытия;	796	29,5	702	31,7
4 - неудовлетворительное состояние обочины;	111	4,1	122	5,5
5 - обочина занижена по отношению к проезжей части;	143	5,3	91	4,1
6 - несоответствие габарита моста ширине проезжей части	1	0,05	2	0,08
7 - плохая видимость светофора;	1	0,05	1	0,04
8 - неисправность светофора	15	0,57	8	0,38
9 - отсутствие горизонтальной разметки	155	5,73	173	7,8
10 - отсутствие вертикальной разметки	2	0,1	4	0,17
11 - деревья (опоры) на обочине	1	0,05	4	0,17
12 - наличие наружной рекламы	40	1,5	10	0,47
13 - отсутствие тротуаров (пешеходных дорожек)	54	2,0	28	1,27
14 - отсутствие ограждений в необходимых местах	67	2,5	62	2,8
15 - недостаточное освещение	359	13,3	295	13,3
16 - неисправное освещение	76	2,8	51	2,3
17 - сужение проезжей части (снег и пр.)	51	1,9	40	1,8
18 - наличие снежных валов, ограничивающих видимость либо сужающих проезжую часть	22	0,81	5	0,21
19 - отсутствие ограждений, сигнализации в местах работ	17	0,62	7	0,30
20 - плохая видимость дорожных знаков	4	0,14	6	0,25
21 - отсутствие дорожных знаков	22	0,81	27	1,23
22 - неправильное применение дорожных знаков	6	0,24	6	0,25
23 - плохая различимость горизонтальной дорожной разметки	205	7,6	144	6,5
24 - ограниченная видимость	17	0,62	21	0,93

Окончание табл. 1

Дорожные условия, сопутствующие совершению ДТП	Количество ДТП-ДУ* по условиям, сопутствующим их возникновению в 2010 г.		Количество ДТП-ДУ* по условиям, сопутствующим их возникновению в 2009 г.	
	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ
25 - отсутствие переходно-скоростных полос	28	1,05	17	0,76
26 - несоответствие параметров дороги ее категории	391	14,5	346	15,6
27 - несоответствие ж/д переезда предъявляемым требованиям	0	0,0	1	0,04
28 - неисправность перездной сигнализации	0	0,0	0,0	0,0
29 - отсутствие направляющих устройств и световозвращающих элементов на них	4	0,14	8	0,34

Примечание. Сумма превышает общее число ДТП-ДУ, поскольку в отдельных происшествиях регистрируется одновременно несколько условий сопутствующих их возникновению (не более 3-х условий).

Таблица 2

Сведения о количестве ДТП-ДУ различных видов и тяжести их последствий

№ пп	Виды дорожно-транспортных происшествий с сопутствующими дорожными условиями	Количество ДТП-ДУ данного вида		Сведения о пострадавших в ДТП-ДУ данного вида				Показатель тяжести последствий ДТП-ДУ
		Всего, шт.	В % от общего числа ДТП-ДУ	Ранено		Погибло		
				Всего, чел.	В % от общего числа раненых в ДТП-ДУ	Всего, чел.	В % от общего числа погибших в ДТП-ДУ	
1.	Опрокидывание	769	28,5	1355	34,4	261	29,7	16,1
2.	Столкновение	1030	38,2	1729	43,9	292	33,3	14,5
3.	Наезд на пешехода	391	14,5	343	8,7	147	16,7	29,7
4.	Наезд на стоящее транспортное средство	116	4,3	161	4,1	35	4,0	17,5
5.	Наезд на препятствие	307	11,4	244	6,2	124	14,1	33,2
6.	Наезд на велосипедиста	27	1,0	28	0,70	8	0,9	21,9
7.	Наезд на гужевой транспорт	0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
8.	Падение пассажира	0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
9.	Иные виды ДТП	57	2,1	79	2,0	11	1,2	11,6

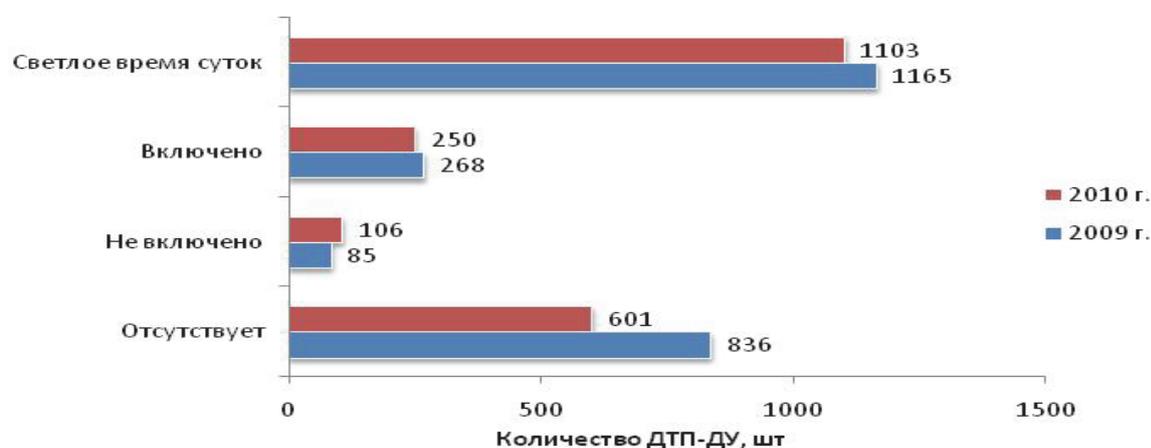


Рис. 1 Сведения об освещении в местах совершения ДТП-ДУ

К преобладающим видам ДТП-ДУ на автомобильных дорогах федерального значения относятся: столкновения – 38,2 % (от общего числа ДТП-ДУ) и опрокидывания – 28,5 %. В ДТП этих видов погибло 63,0 % человек и получили ранения 78,3 % человек (от общего числа соответственно погибших и раненых в ДТП-ДУ). Сведения об освещении в местах совершения ДТП-ДУ приведены на рис. 1 [2].

В 2010 г. наблюдалось снижение числа

ДТП-ДУ в местах отсутствия стационарного освещения (- 28,1% к 2009 г.), что является следствием мер по устройству освещения, реализуемых Федеральным дорожным агентством в рамках Федеральной целевой программы «Повышение безопасности дорожного движения на 2006-2012 годы».

Сведения о состоянии проезжей части в местах совершения ДТП-ДУ приведены на рис. 2. [2].

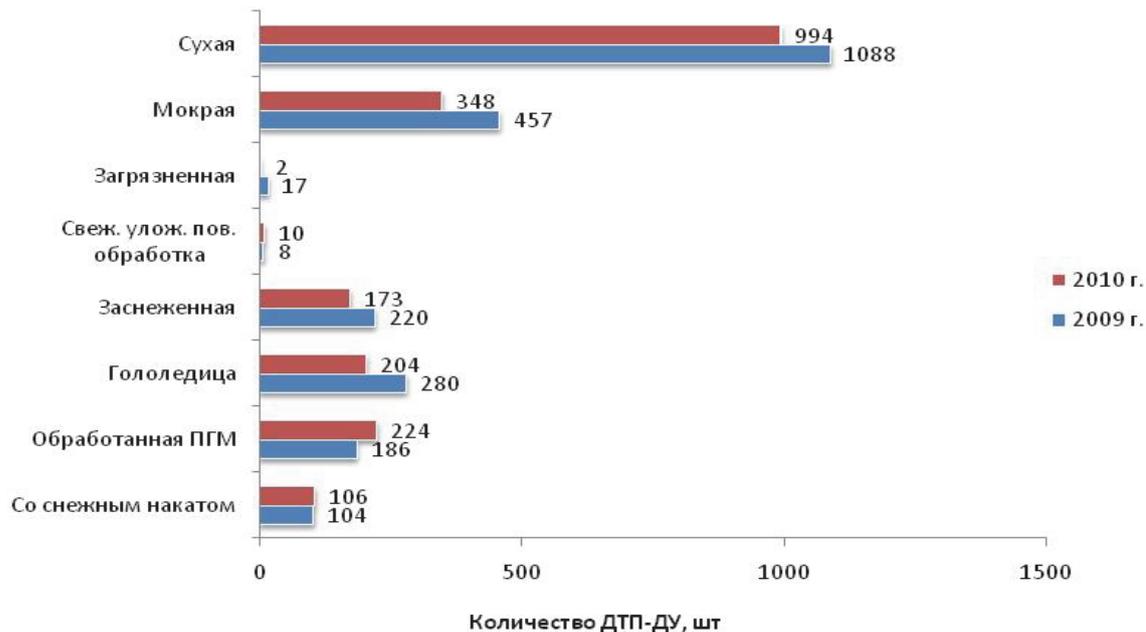


Рис. 2. Сведения о состоянии проезжей части в местах совершения ДТП-ДУ

На автомобильных дорогах федерального значения в 2010 г. выявлено 2904 участка концентрации ДТП: очень опасных- 247 шт., соответственно опасных – 810 шт. и малоопасных – 1847 шт. Доля малоопасных участков концентрации ДТП составляет – 63,6% от их общего числа на федеральной сети дорог, соответственно опасных – 27,9 %, очень опасных – 8,5 %.

В сравнении с 2009г. общее количество участков концентрации ДТП снизилось на 2,9 %, при этом число очень опасных участков увеличилось на 17,1 %, соответственно опасных на 5,9 %, число малоопасных участков снизилось на 8,4 %.

Доля ДТП на участках их концентрации составляет 26,5 % (от общего числа ДТП на сети автомобильных дорог), доля погибших- 35,5 % (от общего числа погибших на сети дорог), соответственно раненых – 41,7 % (от общего числа раненых на сети дорог).

Протяженность участков концентрации ДТП составляет 6,3 % от общей автомобильных до-

рог федерального значения, что позволяет их рассматривать в качестве приоритетных объектов дорожной сети с точки зрения проведения на них работ по ремонту, реконструкции и мероприятий по организации и безопасности дорожного движения в рамках содержания дорог.

Доля участков концентрации ДТП расположенных в пределах населенных пунктов составляет - 23,4 % от их общего числа на сети дорог.

На участках концентрации ДТП в 2010 г. было совершено 929ДТП-ДУ (44,4 % от их общего числа на сети дорог, табл. 3).

Анализ распределения числа ДТП-ДУ на участках концентрации ДТП по основным транспортно-эксплуатационным характеристикам показывает, что основными показателями эксплуатационного состояния автомобильных дорог, сопутствующими их совершению, являлись: низкие сцепные качества покрытия – 25,5 %, несоответствие параметров дороги ее категории – 17,5 %, недостаточное освещение -

14,6 %, плохая различимость горизонтальной дорожной разметки - 7,5 %, отсутствие горизонтальной разметки – 6,8 %, неровное покрытие – 5,2 %, дефекты покрытия 4,8 % и неудовлетвори-

тельное состояние обочин - 4,5 % (табл. 4). Сведения об участках концентрации ДТП на автомобильных дорогах федерального значения различных категорий приведены в табл. 5 [2].

Таблица 3

Сведения об участках концентрации ДТП на сети автомобильных дорог федерального значения за 2008-2010 гг.

Годы	Количество участков концентрации ДТП			Протяженность участков концентрации ДТП		Количество ДТП на участках их концентрации		Количество погибших на участках концентрации ДТП		Количество раненых на участках концентрации ДТП		Количество ДТП-ДУ на участках концентрации ДТП		
	Всего, шт.	в т. ч. по степени опасности												
		Малоопасных	Опасных	Очень опасных	Всего, км.	Доля, % от общей протяженности сети дорог	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП на сети дорог	Всего, чел.	Доля, % от общего числа погибших	Всего, чел.	Доля, % от общего числа раненых	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ на сети дорог
2010	2904	1847	810	247	3036,8	6,3	6031	26,5	1642	25,2	8296	25,7	831	30,8
2009	2992	2016	765	211	3160,3	6,1	6688	30,9	1656	25,4	8496	27,8	656	29,6
2008	3471	2314	944	213	3660,1	7,6	7526	32,5	2089	29,4	9968	32,0	1050	35,3
2010 г. к 2009 г. (%%)	-2,9	-8,4	5,9	17,1	-3,9		-9,8		-0,8		-2,4		26,7	
2009 г. к 2008 г. (%%)	-7,7	-6,6	-13,6	5,6	-13,7		-11,1		-20,7		-14,5		-37,5	

Таблица 4

Сведения о ДТП с сопутствующими дорожными условиями на участках их концентрации

Дорожные условия, сопутствующие совершению ДТП	Количество ДТП-ДУ* по условиям, сопутствующим их возникновению в 2010 г.		Количество ДТП-ДУ* по условиям, сопутствующим их возникновению в 2009 г.	
	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ
1 - неровное покрытие	43	5,2	30	4,6
2 - дефекты покрытия	40	4,8	17	2,6
3 - низкие сцепные качества покрытия	212	25,5	167	25,4
4 - неудовлетворительное состояние обочины;	37	4,5	30	4,5
5 - обочина занижена по отношению к проезжей части	34	4,1	26	3,9
6 - несоответствие габарита моста ширине проезжей части	0	0,0	1	0,18
7 - плохая видимость светофора	0	0,0	0	0
8 - неисправность светофора	10	1,2	3	0,52
9 - отсутствие горизонтальной разметки	57	6,8	45	6,8
10 - отсутствие вертикальной разметки	1	0,12	1	0,17
11 - деревья (опоры) на обочине	0	0,0	1	0,17
12 - наличие наружной рекламы	9	1,0	3	0,43
13 - отсутствие тротуаров (пешеходных дорожек)	20	2,4	5	0,78
14 - отсутствие ограждений в необходимых местах	20	2,4	13	2,0

Окончание табл. 4

Дорожные условия, сопутствующие совершению ДТП	Количество ДТП-ДУ* по условиям, сопутствующим их возникновению в 2010 г.		Количество ДТП-ДУ* по условиям, сопутствующим их возникновению в 2009 г.	
	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП-ДУ
15 - недостаточное освещение	121	14,6	95	14,5
16 - неисправное освещение	29	3,5	20	3,0
17 - сужение проезжей части (снег и пр.)	19	2,3	9	1,4
18 - наличие снежных валов, ограничивающих видимость либо сужающих проезжую часть	5	0,58	0	0
19 - отсутствие ограждений, сигнализации в местах работ	5	0,58	0	0
20 - плохая видимость дорожных знаков	2	0,23	2	0,34
21 - отсутствие дорожных знаков	8	1,0	9	1,4
22 - неправильное применение дорожных знаков	1	0,12	2	0,34
23 - плохая различимость горизонтальной до- рожной разметки	62	7,5	39	6,0
24 - ограниченная видимость	4	0,46	4	0,68
25 - отсутствие переходно-скоростных полос	10	1,2	7	1,03
26 - несоответствие параметров дороги ее ка- тегории	145	17,5	125	19,1
27 - несоответствие ж/д переезда предъявляе- мым требованиям	0	0,0	0	0,09
28 - неисправность переездной сигнализации	0	0,0	0	0
29 - отсутствие направляющих устройств и све- товозвращающих элементов на них	0	0,0	1	0,17

Примечание. Сумма превышает общее число ДТП-ДУ, поскольку в отдельных происшествиях регистрируется одновремен-
но несколько условий сопутствующих их возникновению (не более 3-х условий).

Таблица 5

Сведения об участках концентрации ДТП на автомобильных дорогах федерального значения

Категория дороги	Количество участков концентрации ДТП				Протяженность участков концентрации ДТП		Кол-во ДТП на участках их концентрации	
	Всего, шт.	в т.ч. по степени опасности			Всего, км.	Доля, % от общей протяженности сети дорог	Всего, шт.	Доля, % от общего числа ДТП на сети дорог
		Мало- опасных	Опасных	Очень опасных				
I, Ia	241	159	61	21	252,6	0,53	667	2,9
II, Ib	1858	1240	500	118	1941,6	4,0	4033	17,7
III	765	430	238	97	800,3	1,7	1280	5,6
IV	40	18	11	11	42,4	0,08	51	0,3
V	0	0	0	0	0,0	0,0	0,0	0,0

Особенности формирования участков кон-
центрации ДТП на федеральной сети дорог оп-
ределяются ее техническим состоянием и уров-
нем загрузки движением.

В 2010 г. на автомобильных дорогах фе-
дерального значения категории I и Ia было вы-
явлено 8,2 % участков концентрации ДТП от их

общего числа на сети дорог (-40,7 % к 2009 г.),
соответственно Ib и II категории – 61,1 % (-4,3 %
к 2009 г.), III категории – 2,9 % (-90,8 %
к 2009г.), IV-V категории - 1,8 % (+13,5 %
к 2009г.). На участках концентрации ДТП вы-
явленных на дорогах Ib и I категории было со-
вершено наибольшее количество ДТП – 66,9 %

(от общего числа ДТП на участках их концентрации, рис. 3) [2].

Наибольшее количество участков концентрации ДТП выявлено на дорогах категории Iб и II – 1858 шт., в том числе малоопасных – 67,1 % (от их общего числа), опасных – 61,7% и очень опасных – 47,7 % (рис. 4).

Высокий уровень загрузки дорог движением стимулирует возникновение новых мест концентрации ДТП на участках дорог, на которых пропускная способность не отвечает наблюдаемой интенсивности движения.

Наибольшее число участков концентрации ДТП в 2010 г. было выявлено на дорогах с высокой загрузкой движением, так доля участков

концентрации ДТП с уровнем удобства движения Г, который характеризуется низкими скоростями движения и соответственно неэффективной транспортной работой дороги составляет 38,0 % от их общего числа (-8,4 % к 2009 г.).

Соответственно доля участков концентрации ДТП с уровнем удобства В составляет – 25,9 % (+8,1 % к 2009 г.), Б – 27,4 % (-9,8 % к 2009 г.), А – 8,7 % (-43,9 % к 2009 г.). На участках концентрации ДТП с уровнем удобства Г произошло наибольшее количество ДТП – 47,8 % (от общего числа ДТП совершенных на участках их концентрации). Доля ДТП, совершенных вне участков их концентрации, показана на рис. 5.

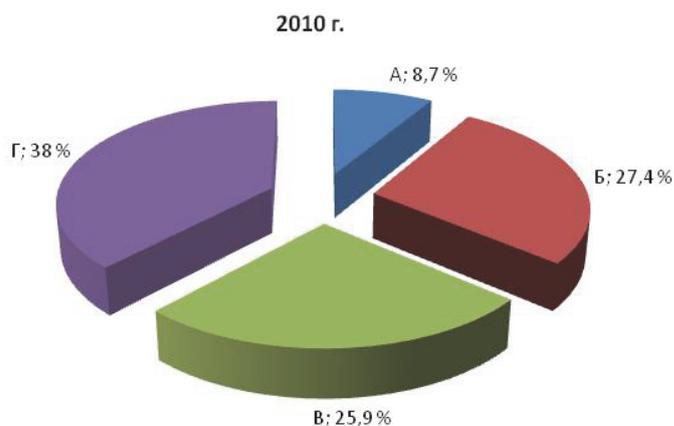


Рис. 3. Доля участков концентрации ДТП с различным уровнем удобства движения

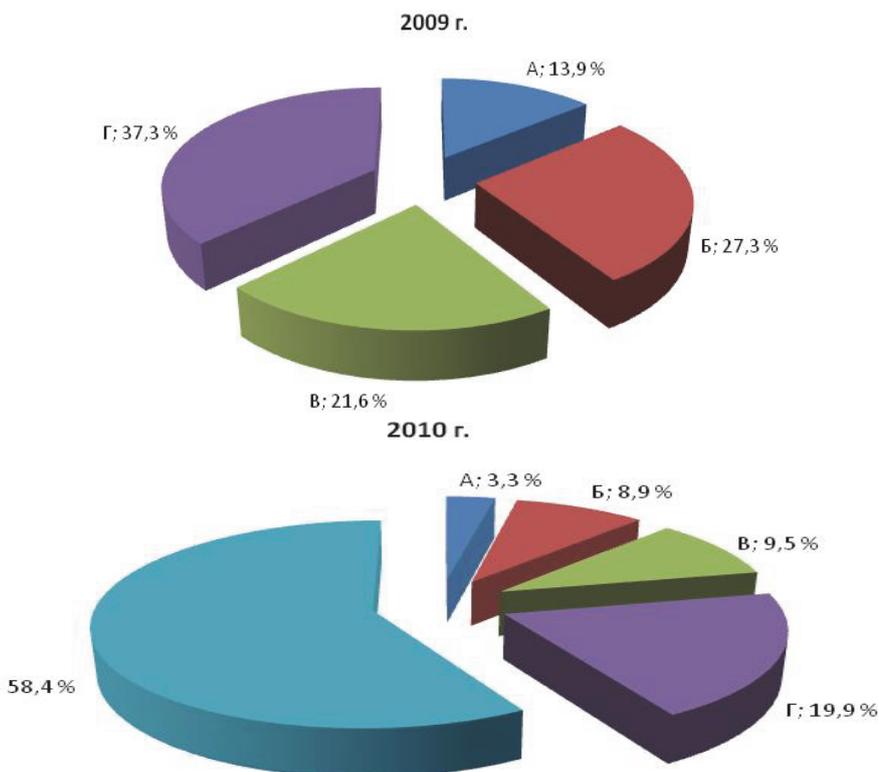


Рис. 4. Доля ДТП на участках их концентрации

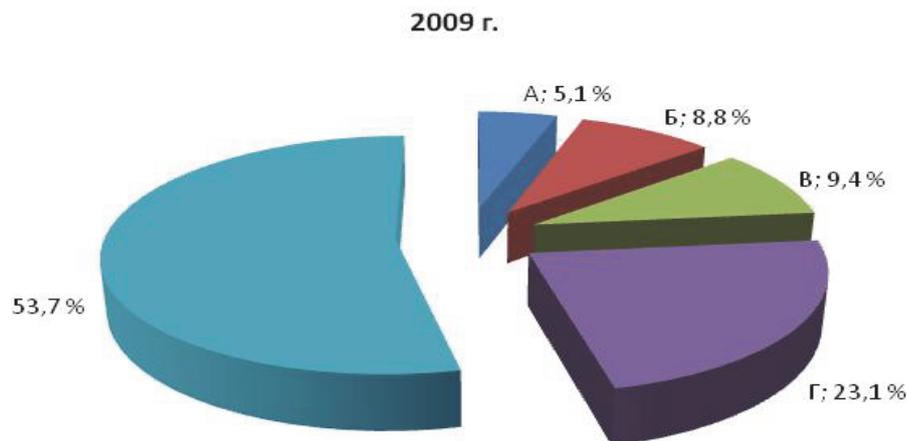


Рис. 5. Доля ДТП, совершенных вне участков их концентрации

В связи с тем, что в ближайшей перспективе приоритетной задачей Росавтодора является приведение эксплуатационного состояния дорог в соответствие с нормативными требованиями, будут обеспечены условия для дальнейшего сокращения числа ДТП с сопутствующими дорожными условиями, и соответственно мест концентрации ДТП.

В тоже время на автомобильных дорогах федерального значения сохраняются объективные условия для возникновения новых и миграции существующих участков концентрации ДТП, вызванные сложившимися условиями движения транспортных потоков, к которым в первую очередь относятся: высокая загрузка

движением большей протяженности автомагистралей и дорог обычного типа IА и IВ категории и наличие большого числа населенных пунктов [2].

Сведения об участках концентрации ДТП на автомобильных дорогах федерального значения с различной загрузкой движением представлены в табл. 6. Проведен анализ уточненной и систематизированной информации о новой технике, прогрессивных технологиях и материалах, применявшихся федеральными органами управления дорожным хозяйством в 2002-2009 годах, а также программный модуль БДМПТТ осуществления инновационной деятельности органами управления дорожным хозяйством.

Таблица 6

Сведения об участках концентрации ДТП на автомобильных дорогах федерального значения с различной загрузкой движением

Коэффициент загрузки движением	Количество участков концентрации ДТП				Протяженность участков концентрации ДТП		Количество ДТП на участках их концентрации	
	Всего, шт.	в т. ч. по степени опасности			Всего, км.	Доля от общей протяженности сети дорог, %	Всего, шт.	Доля от общего числа ДТП на сети дорог, %
		Мало-опасных	Опасных	Очень опасных				
Менее 0,2	130	7	45	78	140,4	0,29	237	1,0
0,2-0,45	619	223	290	106	646,4	1,35	975	4,3
0,45-0,7	765	459	268	38	799,5	1,67	1383	6,1
Более 0,7	1390	1158	207	25	1450,1	3,02	3436	15,1

Проводилась оценка эффективности применения прогрессивных технологий на объектах дорожного хозяйства должно производиться с учетом рациональной области их применения, а также на основе установленных тенденций изменения технико-эксплуатационных характеристик автомобильных дорог с учетом данных

АБДД «ДОРОГА», полученных на основе систематических проездов передвижных дорожных диагностических лабораторий.

Данные были получены на основе постоянного мониторинга за объектами строительства, реконструкции, ремонта и содержания, на которых применялись данные технологии. Ис-

пользована информация, содержащаяся в отраслевом банке данных «ДОРОГА», о транспортно-эксплуатационных показателях участков автомобильных дорог по данным диагностики, при строительстве (реконструкции), ремонте и содержании которых применялись новые технологии. Учтена динамика изменения основных транспортно-эксплуатационных качеств автомобильных дорог (ровности, прочности, сцепления и пр.) путем обработки данных диагностики состояния федеральных дорог.

Для осуществления обмена данными между автоматизированным банком дорожных данных «ДОРОГА» и БДМППТ используется имеющийся в нем специализированный программный модуль, позволяющий проводить мониторинг транспортно-эксплуатационного состояния участков реализации инновационных проектов. Однако, результаты предварительных исследований, основанных на анализе информации АБДД «ДОРОГА» о техническом уровне и эксплуатационном состоянии участков федеральных автомобильных дорог, при строительстве (реконструкции), ремонте и содержании которых применялись прогрессивные технологии, свидетельствуют, что на целом ряде участков не было достигнуто необходимого эффекта [2].

Получена информация, позволившая сравнить качественные показатели участков дорог, эксплуатируемых в различных и в схожих условиях, на которых были применены аналогичные прогрессивные технологии и материалы, выявлена эффективная область их применения.

В ходе выполнения работы также было выполнено: собраны и проанализированы данные об инновационной деятельности органов дорожного управления; сформирован перечень участков автомобильных дорог на которых проводилось строительство, реконструкция и ремонт с применением новых технологий; разработан программный модуль БДМППТ

и структура хранения данных; произведена обработка и систематизация полученных данных.

Мониторинг применения тех или иных прогрессивных технологий позволяет оценивать их влияние на состояние автомобильных дорог, на увеличение их срока службы, повышение транспортно-эксплуатационных показателей. Мониторинг позволил выявить также технологии, которые на состояние дорог никак не влияют, либо снижают транспортно-эксплуатационные показатели. За счет исключения технологий, не приносящих положительного эффекта, и, напротив концентрации внимания и ресурсов к перечню критических технологий дорожного хозяйства может быть достигнута экономия средств и повышение качества автомобильных дорог [3, 4].

Авторы статьи выражают благодарность кандидатам технических наук А. М. Стрижевскому, И. Ф. Живописцеву и М. Л. Ермакову за предоставленные консультации и материалы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. В 2012 году в России в ДТП погибли 28 тысяч человек [Электронный ресурс] // Новости@mail.ru. – 2013. – Режим доступа: <http://news.mail.ru/incident/11740517/?frommail=1>.
2. Федеральные дороги России. Транспортно-эксплуатационные качества и безопасность дорожного движения / М. Л. Ермаков, А. М. Стрижевский, И. Ф. Живописцев и др. // Статистический аналитический сборник. – М. : Федеральное дорожное агентство. 2011. – 125 с.
3. Методологические основы оценки технических рисков / Н. Е. Кокодева, А.В.Кочетков, Л.В.Янковский и др. // Вестник ВолгГАСУ. Сер.: Строительство и архитектура. 2012. Вып. 28(47). – С. 126-134.
4. Повышение безопасности дорожного движения на основе развития системы мониторинга автомобильных дорог / А.В.Кочетков, М.Л.Ермаков, А.А.Сухов, Д.А.Стрижевский, А.С.Козин // Инновации и исследования в транспортном комплексе. Первая Междун. науч.-практ. конф. 23-24 мая 2013 г. - Курган : Уральский гос. ун-т. путей сообщения. – С.255-261.

УДК 625.7.032

*А. В. Шустов, С. В. Ганзин, Е. И. Самек***ОЦЕНКА ПРИМЕНЯЕМЫХ МЕТОДОВ ДИАГНОСТИКИ РОВНОСТИ ПОКРЫТИЯ
АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ ПРИ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ****Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: anton_shustov86@rambler.ru, k-samek@mail.ru)

В статье рассмотрены преимущества и недостатки применяемых методов контроля ровности дороги при производстве строительных, ремонтных работ и в процессе эксплуатации. В статье приведены результаты обработки данных замеров ровности трехметровой рейкой, методом амплитуд и ординат продольного профиля.

Ключевые слова: неровность, трехметровая рейка, метод амплитуд, корреляционный анализ, вейвлет анализ.

The article reviews the advantages and disadvantages of the methods of control of road smoothness during construction, repair work or during operation. The article presents the results of measurement of flatness by a three-meter rack, the method of the amplitudes and the method of coordinates the longitudinal profile.

Keywords: roughness, a three-meter strip, the method of amplitude, correlation analysis, wavelet analysis.

Основным технико-эксплуатационным показателем автомобильной дороги является ровность дорожного покрытия. Ухудшение этого показателя оказывает негативное влияние на устойчивость движения транспортного средства, условия работы водителя и прочность несущей системы. Оценка ровности покрытия при контроле качества строительных работ регламентируется СНиП 3.06.03-85, в процессе эксплуатации дорог - ГОСТ Р 50597-93. При проверке работ, согласно СНиП 3.06.03-85, используются метод амплитуд, установка ПКРС-2У и трехметровая рейка. В то время как для оценки ровности покрытия в процессе эксплуатации дороги применяются установка ПКРС-2У и трехметровая рейка.

Главным недостатком методов является ограниченный рабочий диапазон длин неровностей. Так установкой ПКРС-2У возможно выявление неровностей, длина которых не превышает 0,3 м, трехметровой рейкой – неровностей менее 6 м, методом амплитуд – неровности длиной от 10 м до 40 м. Для нивелирования указанного недостатка рекомендуется использовать перечисленные методы в совокупности.

На кафедре «Автомобильный транспорт» Волгоградского государственного технического университета была выполнена обработка результатов исследований ровности покрытий 42 участков дорог. Исходными данными для анализа послужили: количество просветов под трехметровой рейкой, разность отметок методом амплитуд и ординаты микропрофилей участков дорог. Длины исследуемых участков дорог находились в диапазоне значений от 900 м до 1200 м, суммарная протяженность составила более 40 км.

Рассмотрим результаты исследований ровности участков дорог с использованием трехметровой рейки. Статистический анализ величин замеров показал, что среднее количество просветов ($5 \text{ мм} \leq \Delta \leq 10 \text{ мм}$) под трехметровой рейкой составило $r_{cp}=1,24 \%$. Разброс количества просветов ($5 \text{ мм} \leq \Delta \leq 10 \text{ мм}$) составил от 0 % до 6,92 %. Согласно интервальным оценкам в массиве данных имеют место просветы, величина которых превышает 10 мм. Однако количество просветов более 10 мм равно 0,17 % от общего числа замеров. Поскольку неровности малой длины, высота которых превышает 10 мм, носят единичный характер, то в дальнейших исследованиях данными неровностями можно пренебречь.

Распределение амплитуд участков дорог по интервалам неравномерно и показано на рис. 1. В качестве аппроксимирующего выражения использовался экспоненциальный закон, описываемый уравнением (1).

$$f(Q) = A \cdot e^{-\alpha Q}, \quad (1)$$

где A – параметр, характеризующий среднее значение функции $f(Q)$ в окрестностях точки «0», α – параметр, определяющий крутизну убывания функции $f(Q)$.

Для исследуемых участков дорог средние значения параметра A функции $f(Q)$ исследуемых равны 0,422, 0,423 и 0,408 для шагов нивелирования 5 м, 10 м и 20 м. Соответственно, параметр α функции $f(Q)$ равен 0,247, 0,138 и 0,089. Использование данных зависимостей позволило установить, что при нивелировании покрытия дороги с шагом 5 м в установленный СНиП 3.06.03-85 интервал [0:7] мм входят 85 % замеров. Увеличение шага нивелирования до 20 м привело к снижению количества замеров

в установленном интервале [0:24] мм, до 79 % от общего числа замеров. Наличие амплитуд, превышающих максимально допустимые зна-

чения, также было отмечено на благополучных участках при использовании замеров, сделанных с помощью трехметровой рейки.

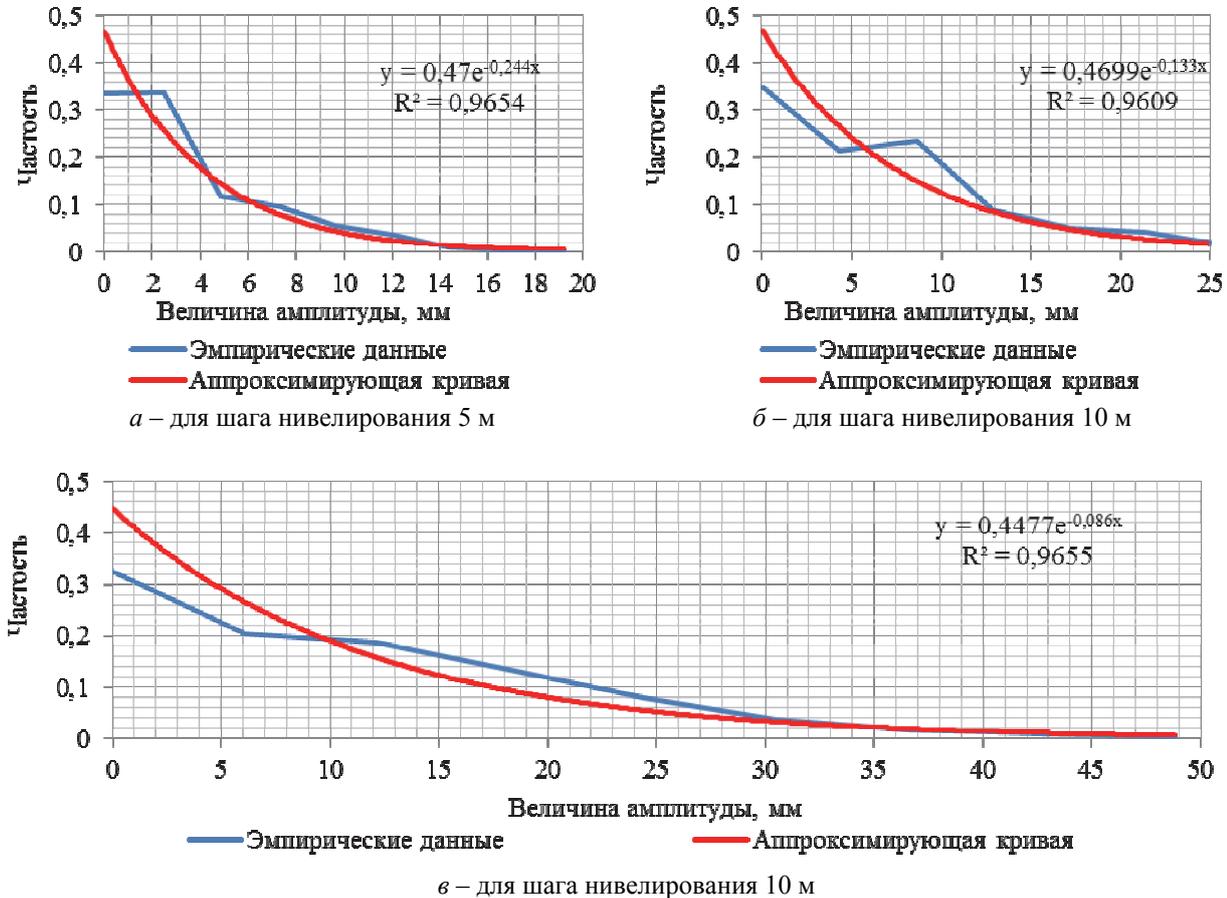


Рис. 1. Плотность распределения вероятности появления амплитуд.

Анализ данных, полученных с использованием трехметровой рейки и методом амплитуд, показывает, что на исследованных участках дорог в большей степени присутствуют неровности, длины которых более 10 м. Так как причиной возникновения неровностей большой длины является деформации основания дороги, установленные ГОСТ Р 50597-93 методы контроля ровности поверхности дороги в процессе эксплуатации не позволяют устанавливать наличие таких деформаций. В связи с этим возникает необходимость применения методов, позволяющих выявлять как сами неровности большой длины, так и их геометрические характеристики.

Наиболее показательным способом определения геометрических характеристик неровностей дорог является расчет корреляционной функции ординат микропрофиля. Корреляционный анализ ординат микропрофилей исследуемых

участков дорог проводился в полном соответствии с методикой [1].

Для исследуемых участков дорог корреляционные функции являются монотонно убывающими функциями до точки пересечения с осью ординат, после точки пересечения значения функции приобретают периодический характер. Полученные корреляционные функции аппроксимировались выражениями вида (2).

$$R(l) = A_1 \cdot e^{\alpha_1 l} + A_2 \cdot e^{\alpha_2 l} \cdot \cos(\beta l), \quad (2)$$

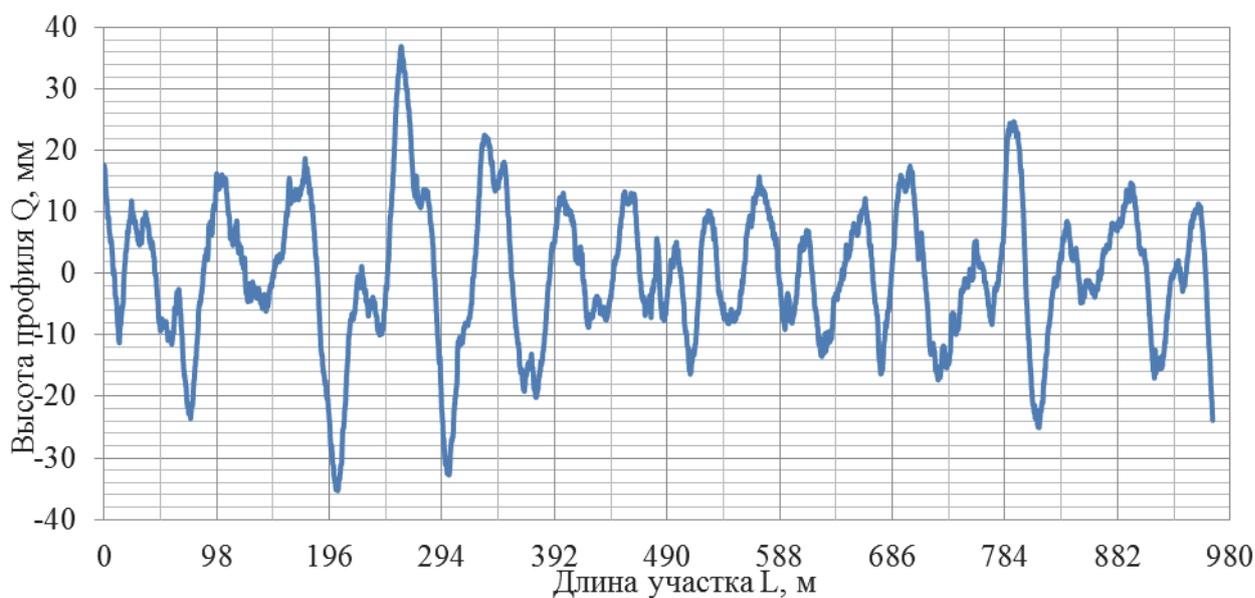
где α , β – параметры корреляционной связи; $A_1 + A_2 = 1$.

Из [1] известно, что средняя длина неровности на участке дороги равна корреляционной связи. Средняя длина неровности профилей рассматриваемых участков распределилась на отрезке [6,54 м : 30,62 м]. Наличие в аппроксимирующем выражении корреляционной функции произведения экспоненты на косинус βl свидетельствует о гармонической составляющей

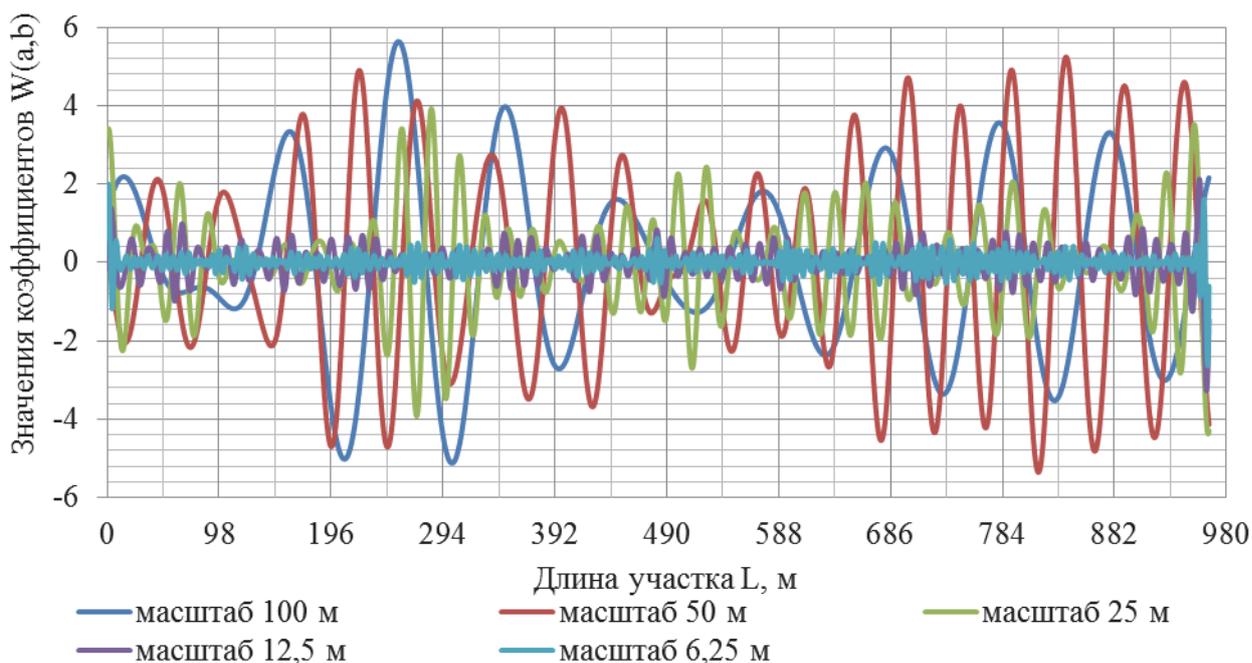
щей в микропрофилях участков. Диапазон значений коэффициента β , определяющего средние частоты гармонической составляющей, составил от 0,05 до 0,128.

Известно, что алгоритм расчета корреляционной функции строится на допущении стационарности случайной функции ординат микропрофиля и позволяет получить осредненное значение корреляционной функции. Данные допущения, как отмечается в [3], не всегда соответствуют действительности. Если посмотреть на продольный профиль участка (рис. 2, а), то нетрудно заметить, что геометрические параметры неровно-

стей изменяются по длине участка. В связи с этим определить форму неровностей и их расположение по длине участка по виду корреляционной функции и коэффициентам ее аппроксимирующего выражения не представляется возможным. Для локализации и выявления геометрических параметров неровностей на исследуемом участке был проведен вейвлет анализ. Поскольку корреляционным анализом было установлено наличие гармонической составляющей, то в качестве материнского вейвлета использовался вейвлет Морле [4]. Результаты его вейвлет преобразования приведены на рис. 2.



а – микропрофиль участка дороги



б – результаты вейвлет преобразования

Рис. 2. Распределение неровностей по длине участка автомобильных дорог

Вейвлет анализ позволил локализовать и выявить геометрические параметры неровностей участка дороги. На графике (рис. 2, б) видно преобладание в микропрофиле гармонических неровностей длинами 100, 50, 25 и 12,5 м на отрезке от 98 м до 450 м. Амплитуда высот неровностей по длине отрезка (98 м:450 м) неодинакова. Максимальное значение амплитуды имеет место на отметке 245 м, приближаясь к краям отрезка значения амплитуд неровностей уменьшаются. Аналогичное изменение амплитуд высот неровностей характерно для всех участков исследованных дорог и для всех масштабов вейвлета.

В результате проведенных исследований было установлено следующее: методы ГОСТ Р 50597-93 контроля ровности дороги в процессе ее эксплуатации не позволяют выявлять неровности, длина которых превышает 5-6 м. Данные неровности вызывают наиболее опасные с точки зрения прочности несущей системы низкочастотные колебания поддресоренных частей транспортных средств на эксплуатационных скоростях. Совместное использование методов трехметровой рей-

ки и амплитуд позволит охватить широкий диапазон длин неровностей, однако не решает проблему нахождения геометрических параметров неровностей. Для определения геометрических характеристик неровностей и их эволюции по длине участка необходимо использовать корреляционный и вейвлет анализы. В качестве рекомендации можно предложить использование разложения микропрофиля дорог с помощью вейвлетов Морле для организации ремонта дорог.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Силаев, А.А.* Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. Изд. 2-е, переработ. и доп. М., «Машиностроение», 1972, с. 192.;
2. *Ганзин, С.В., Шустов, А.В., Шакуров Д.Д.* Оценка ровности дорожного покрытия на улицах г. Волгограда по условиям обеспечения БДД. /Материалы научно-технической конференции 28 апреля 2009 г. Проблемы строительства, ремонта и содержания автомобильных дорог юга российской федерации. Волгоград 2009;
3. *Тарасик, В.П.* Теория движения автомобиля: Учебник для ВУЗов.- СПб.: БХВ – Петербург, 2006. – 250 с;
4. *Витязев, В.В.* Вейвлет анализ временных рядов: Учеб. пособие. – СПб: Изд-во С. – Петерб. ун-та, 2001. – 58с.

ПРЕРВАННЫЙ ПОЛЕТ

4 августа 2013 года оборвалась жизнь замечательного человека, известного ученого, прекрасного педагога, одного из членов редколлекции сборника "Известия ВолгГТУ" – профессора Гудкова Владислава Александровича. Он ушел – как жил: острая сердечная недостаточность настигла его в дороге. Смерть украла духовное завершение жизни, оборвав последнее творческое усилие, высокий стремительный интеллектуальный полет. Наука лишилась крупного ученого, автора многих трудов и учебников по транспортной логистике.

В. А. Гудков родился в 1938 году в Москве в семье известного ученого, но почти 50 лет своей творческой жизни он посвятил Волгоградскому государственному техническому университету. Начинал он свою научную деятельность в 1966 году старшим преподавателем Волгоградского политехнического института, прибыв в Волгоград по распределению после защиты кандидатской диссертации, с этого же времени и по 1975 год работал заместителем декана автотракторного факультета, затем в 1975 году возглавил новый факультет – автотранспортный, с 1980 по 1993 г. был первым проректором ВПИ. В 1984 году возглавил новую кафедру «Автомобильные перевозки» и все это время оставался ее бессменным руководителем, в 1993 году защитил докторскую диссертацию.



В. А. Гудкова отличали творческая энергия, глубокая преданность науке, завидная работоспособность, уважение к коллегам и студентам. Он был ученым и человеком с большой буквы!

Вместе с тем Владислав Александрович не замыкался в сфере одной науки. Он был одаренным, разносторонне развитым человеком: увлекался спортом, театром, посещал концерты и художественные выставки, хорошо знал и разбирался в музыке и живописи, русской литературе. Именно эти качества позволили ему на протяжении 30 лет успешно и бесценно возглавлять оргкомитет Международного фестиваля Студенческих Театров Эстрадных Миниатюр «Земля – планета людей».

Как истинный интеллигент он был скромным, демократичным, чутким и внимательным к людям, пользовался большим уважением всех, кто его знал, кто работал и общался с ним, кто у него учился.

Умение входить в положение других, понимать и принимать к сердцу их горе и радость было одной из отличительных черт в характере Владислава Александровича.

Кончина В. А. Гудкова стала тяжелой утратой для всех, кому посчастливилось знать его лично, работать рядом с ним. В памяти родных, друзей, коллег и учеников – всех, кто имел честь быть с ним знакомым, он останется честным и порядочным человеком, хорошим товарищем, отзывчивым другом, добрым наставником и Учителем, хорошим семьянином. В сердцах наших останется благодарность за то, что он был с нами, за все доброе, что он сделал при жизни! И даже в горе мы будем помнить об этом.

Редакция научного сборника "Известия Волгоградского государственного технического университета" выражает искреннее соболезнование родным и близким В. А. Гудкова и разделяют горечь потери близкого человека.