

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ИЗВЕСТИЯ

ВОЛГОГРАДСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА

Серия

НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ

Выпуск 6

№ 10(113)

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.
№ 10(113)/ ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – 116 с. – (Серия «Наземные транспортные системы». Вып. 6).
ISBN 978-5-9948-1201-3

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.: 84. Табл.: 23. Библиогр.: 179 назв.

ISBN 978-5-9948-1201-3

© Волгоградский государственный
технический университет, 2013

Научное издание

ИЗВЕСТИЯ
Волгоградского государственного технического университета
№ 10(113), 2013 г.

Серия «НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ»
(Выпуск 6)

Межвузовский сборник научных статей

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

Темплан 2013 г. Поз. № 60н
Подписано в печать 02.07.2013. Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная.
Гарнитура Times. Печать офсетная. Усл. печ. л. 13,48. Уч.-изд. л. 14,16.
Тираж 150 экз. Заказ

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>Шарилов В. М., Дмитриев М. И., Зенин А. С., Маланин И. А.</i>	
Работа фрикционных муфт в тракторных коробках передач с неподвижными осями валов.....	5
<i>Городецкий К. И., Шарилов В. М., Безбородов В. А.</i>	
Концепция создания гусеничного сельскохозяйственного трактора.....	6
<i>Антипов С. И., Дементьев Ю. В.</i>	
Современные испытательные ездовые циклы и их актуальность при создании алгоритма работы системы управления автомобиля с КЭУ.....	8
<i>Балакина Е. В., Зотов Н. М., Козлов Ю. Н., Федин А. П., Зотов В. М.</i>	
Метод косвенного измерения $\varphi(t)$ - и $\varphi(s)$ -диаграмм через зависимости скорости автомобиля от времени.....	12
<i>Дыгало В. Г., Котов В. В., Ревин А. А.</i>	
Оценка адекватности при моделировании тормозной динамики автомобиля с пневматической АБС.....	13
<i>Железнов Р. Е., Ревин А. А., Железнов Е. И.</i>	
Влияние параметров сцепного устройства на тормозные свойства малотоннажного автопоезда.....	16
<i>Ковалев А. М., Митрошенко С. А., Еронтаев В. В., Расулов Т. М.</i>	
Обоснование структуры и параметров кинематического возмущения стенда для испытания подвесок АТС с учетом особенностей их колебательной системы.....	20
<i>Мамити Г. И.</i>	
Расчетная схема автомобиля.....	22
<i>Медведицков С. И.</i>	
Особенности поведения легкового автомобиля при различных давлениях воздуха в шинах.....	24
<i>Плиев С. Х., Васильев В. Г.</i>	
Алгоритм расчета высоты преодолеваемого колесной машиной вертикального препятствия.....	27
<i>Ревин А. А.</i>	
Необходимость учета динамики дифферента кузова автомобиля в режиме торможения при оценке курсовой устойчивости движения.....	28
<i>Рябов И. М., Ханин Д. М., Мамакурбанов М. М.</i>	
Расчет критической скорости на повороте автомобиля с незакрепленным грузом в кузове.....	30
<i>Солоденков С. В., Лютин К. И., Тураев В. Д.</i>	
Оценка зоны нечувствительности в гидромеханической системе постоянной частоты вращения с местной гидравлической обратной связью.....	33
<i>Тескер Е. И., Тараненко В. Ю.</i>	
Внутренняя динамика силовых передач.....	35
<i>Чернышов К. В., Поздеев А. В., Рябов И. М.</i>	
Математическое обоснование алгоритма оптимального управления жесткостью упругого элемента в одномассовой колебательной системе.....	38
<i>Шеховцов К. В., Победин А. В., Соколов-Добрев Н. С., Шеховцов В. В.</i>	
Поддрессирование кабин тракторов с использованием динамических гасителей колебаний.....	43

Часть 2. ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕВОЗОК И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

<i>Алексеев А. А., Ширяев С. А., Гудков В. А., Гронин Д. П.</i>	
Математическое моделирование дистрибьюторских сетей автосервиса.....	47
<i>Горшенин А. А., Липатов Е. Ю.</i>	
Анализ устройств для контроля состояния водителя.....	51

<i>Гудков В. А., Залимханов Т. Б., Абдуллаев М. Ш.</i> Методика определения критической скорости автобуса на повороте с учетом устойчивости пассажиров на сидениях.....	53
<i>Занозина Н. В., Левашев А. Г., Головных И. М.</i> Измерение характеристик функционирования внеуличных стоянок.....	57
<i>Иванченко Е. С., Тебеньков С. Е., Михайлов А. Ю.</i> Измерение параметров транспортных потоков на кольцевых пересечениях.....	60
<i>Клепик Н. К., Лемешкин А. В., Калмыкова Н. Н.</i> Аппроксимация опытных данных законом Эрланга.....	62
<i>Комаров Ю. Я., Колесников С. В., Ганзин С. В., Комаров Д. Ю.</i> Основные подходы к повышению скорости сообщения на общественном автомобильном транспорте в г. Волгограде.....	64
<i>Комаров Ю. Я., Лемешкин А. В., Сильченко Д. Д.</i> Исследование перемещения рулевого вала автомобиля при фронтальном столкновении с использованием упрощенной математической модели.....	66
<i>Коновалова Т. В., Надирян С. Л., Запривода А. В.</i> Методика оценки эффективности обеспечения безопасности движения на предприятиях автомобильного транспорта.....	69
<i>Куликов А. В., Фирсова С. Ю.</i> Снижение транспортных затрат за счет применения эффективной технологической схемы перевозки строительных грузов.....	72
<i>Нагорный В. В., Крамаренко С. С.</i> Влияние электромагнитных полей аномальных зон на безопасность дорожного движения.....	75
<i>Рогожкин В. М., Шевчук В. П., Гребенникова Н. Н.</i> Использование критерия максимума прибыли при выборе оптимальных режимов эксплуатации машин.....	77
<i>Рогожкин В. М., Шевчук В. П., Гребенникова Н. Н.</i> Первоначальная производительность и стратегия эксплуатации машин.....	79
<i>Сиволобов Н. М., Ширяев С. А., Гудков В. А., Раюшкина А. А.</i> Государственное регулирование обеспечения безопасности школьных перевозок у нас в стране и за рубежом.....	82
<i>Фирсова С. Ю., Куликов А. В.</i> Снижение транспортных затрат за счет выбора оптимального типа поддона при перевозке строительных грузов.....	86
<i>Шаров М. И.</i> Управление транспортным спросом как средство снижения нагрузок на улично-дорожную сеть.....	89
Часть 3. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ	
<i>Гребенникова Н. Н.</i> Методика определения оптимальной стратегии эксплуатации машин.....	93
<i>Денисов А. С., Тугушев Б. Ф., Горшенина Е. Ю.</i> Особенности предлагаемой технологии восстановления коленчатых валов автотракторных двигателей наплавочными металлопокрытиями на основе анализа зарубежных аналогов.....	95
<i>Железнов Е. И., Железнов Р. Е.</i> Анализ взаимодействия звеньев малотоннажного автопоезда с пассивным прицепом при торможении.....	98
<i>Мельников Г. О., Ларин Е. С., Дыгало В. Г., Ревин А. А.</i> Комплекс для диагностики систем активной безопасности автомобиля.....	102
<i>Радченко М. Г., Ревин А. А., Полуэктов М. В.</i> Влияние функционирования АБС на упругие свойства уплотнительных манжет главного тормозного цилиндра автомобиля.....	106
<i>Ревин А. А.</i> Концепция контроля технического состояния тормозной системы автомобиля с АБС в процессе эксплуатации.....	109
<i>Тескер Е. И., Тараненко В. Ю.</i> Исследование причин отказов и разработка критериев оценки технического состояния высоконагруженных зубчатых передач трансмиссий мобильных машин в процессе эксплуатации.....	112

КОЛЕСНЫЕ И ГУСЕНИЧНЫЕ МАШИНЫ

УДК 629.114

В. М. Шарипов, М. И. Дмитриев, А. С. Зенин, И. А. Маланин

РАБОТА ФРИКЦИОННЫХ МУФТ В ТРАКТОРНЫХ КОРОБКАХ ПЕРЕДАЧ С НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ ВАЛОВ

Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

(e-mail: trak@mami.ru)

В работе приведена методика расчета работы и времени буксования фрикционной муфты при переключении передач без разрыва потока мощности для любых вариантов относительного расположения фрикционных муфт в тракторной коробке передач.

Ключевые слова: фрикционная муфта, работа буксования, переключение передач без разрыва потока мощности.

A method of calculating the work and slipping clutch time when changing gear without breaking the power flow for any variations in the tractor clutches relative positions in the transmission described.

Keywords: friction clutch, slippage work, shifting gears without breaking the power flow.

До настоящего времени процесс переключения передач с помощью фрикционных муфт (ФМ) в коробке передач (КП) изучен не достаточно полно. Поэтому при существующих теоретических наработках по переключению передач без разрыва потока мощности возникает необходимость схематизации самого процесса переключения для определения значений времени и работы буксования ФМ.

Процесс переключения передач с перекрытием с низшей передачи на высшую в КП с не-

подвижными осями валов рассмотрим на примере так называемого «элементарного узла» [1], который состоит из двух параллельных валов, соединенных между собой двумя зубчатыми передачами. Здесь передачи включаются и выключаются с помощью ФМ Φ_{K-1} и Φ_K , которые могут работать поочередно и совместно. При рассмотрении работы КП с переключением передач без разрыва потока мощности в ней можно выделить четыре возможных варианта элементарных узлов (рис. 1).

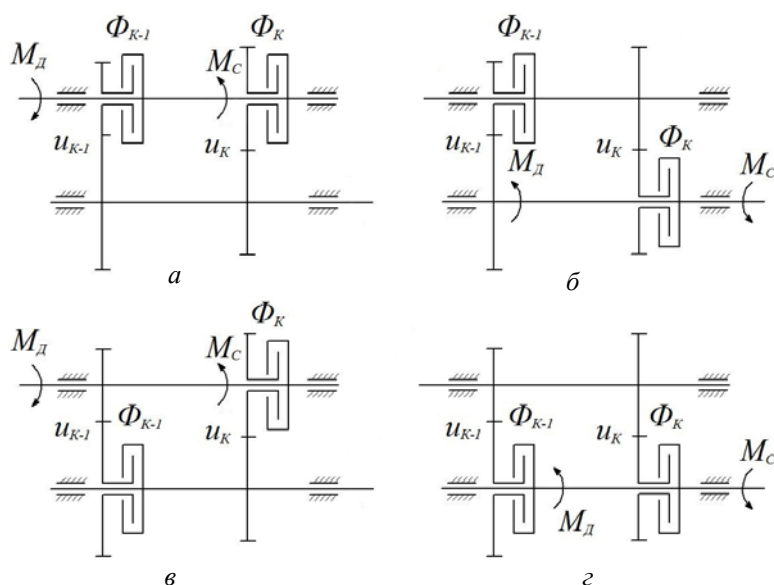


Рис. 1. Варианты элементарного узла КП с двумя ФМ

В результате, любую рассматриваемую сложную кинематическую схему КП можно разбить на несколько элементарных узлов, а затем анализировать работу каждого в интересующих режимах и условиях нагружения.

Когда обе ФМ установлены на ведущем валу КП (рис. 1, а) их параметры буксования при переключении передач без разрыва потока мощности для элементарного узла КП определены в работе [2].

В этом случае уравнения динамики для ведущих и ведомых частей включаемой ФМ Φ_K имеют вид (рис. 2):

$$M_d - M_T - M_{T-1} = J_d \frac{d\omega_d}{dt};$$

$$M_{T-1} \frac{u_{K-1}}{u_K} + M_T - M_c = J_n \frac{d\omega_n}{dt},$$

где M_T – момент трения включаемой ФМ Φ_K ; M_{T-1} – момент, передаваемый выключаемой ФМ Φ_{K-1} ; J_n – момент инерции МТА, приведенный к валу включаемой ФМ.

Аналогичные динамические модели МТА и на их основе уравнения динамики получены для других вариантов элементарного узла КП с двумя ФМ (рис. 1). Для исследования процесса разгона МТА и работы буксования ФМ в КП с различной степенью перекрытия передач использовалась диаграмма разгона МТА, приведенная в работе [2]. На основе этой диаграммы были получены зависимости для определения угловой скорости ведомого вала включаемой ФМ в КП в конце буксования, времени и работы ее буксования для всех возможных вариантов взаимного расположения ФМ в КП и времени разгона МТА на заданной передаче.

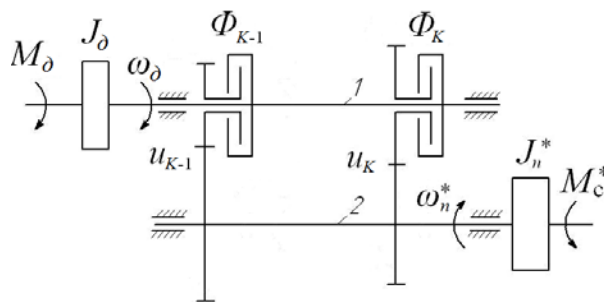


Рис. 2. Двухмассовая динамическая модель МТА с элементарным узлом КП:

1, 2 – ведущий и ведомый валы КП соответственно; Φ_{K-1} и Φ_K – ФМ соответственно $K-1$ и K передачи; M_d и ω_d – крутящий момент и угловая скорость вала двигателя, приведенные к валу включаемой ФМ; J_d – момент инерции двигателя и связанных с ним деталей, приведенный к валу включаемой ФМ; M_c^* и J_n^* – момент сопротивления движению и момент инерции МТА, приведенные к ведомому валу КП; ω_n^* – угловая скорость ведомого вала КП; u_{K-1} и u_K – передаточное число КП соответственно на $K-1$ и K передаче

Достоверность полученных расчетных зависимостей подтверждена экспериментально. При этом расхождение результатов расчетов с результатами экспериментальных исследований по величине работы буксования ФМ в КП с различной степенью перекрытия передач не превышало 10,9 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Львовский, К. Я. Исследование процессов переключения передач под нагрузкой в тракторных трансмиссиях: дис. ... канд. техн. наук / К. Я. Львовский. – М., 1970. – 276 с.
2. Dmitriev M., Sharipov V. Definition of Slippage Parameters of Friction Clutches in Gearboxes with Fixed Shaft Axles// Proceedings of FISITA 2012 World Automotive Congress. Volume 5: Advanced Transmission System and Driveline, Beijing, China, 2012. – P. 65–77.

УДК 629.113

К. И. Городецкий, В. М. Шарипов В. А. Безбородов

КОНЦЕПЦИЯ СОЗДАНИЯ ГУСЕНИЧНОГО СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА

Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

(e-mail: kg1101@yandex.ru)

В работе рассмотрена концепция создания гусеничного сельскохозяйственного трактора для регионов России.

Ключевые слова: сельскохозяйственный трактор, промышленный трактор, коробка передач, гусеница.

The paper considers the concept of a caterpillar farm tractor for the regions of Russia.

Keywords: farm tractor, industrial tractor, transmission, caterpillar.

Концепция создания гусеничного сельскохозяйственного трактора разрабатывалась в НАТИ еще в 80-х годах, суть которой заключа-

лась в применении треугольного гусеничного обвода для обеспечения смещения центра масс вперед от середины опорной поверхности гусе-

ниц подобно тому, как это было реализовано на ряде серийных моделей промышленных тракторов компании Caterpillar (США).

Испытания первого макетного образца трактора показали возможность существенного смещения вперед (до 200...300 мм) его центра масс. В дальнейшем при доработке конструкции ходовой системы трактора на опытном образце была реализована шестикатковая ходовая система с торсионной подвеской, опущенным на грунт задним направляющим колесом и резиноармированной гусеницей (РАГ) типа Bridge Stone (Япония). РАГ имела поперечные грунтозацепы и кинематическую связь с поднятой ведущей звездочкой, в отличие от РАГ типа Mobil Trac (США), передача, усилия к которой от ведущего колеса осуществлялось за счет трения.

Одновременно необходимо было создавать современную трансмиссию с достаточно большим (не менее 12) числом передач и бесступенчатым механизмом поворота.

За истекшие 20 лет накоплен большой материал, который позволяет несколько переосмыслить ряд важных вопросов разработки гусеничного сельскохозяйственного трактора. Особенно необходимо обратить внимание на появление различного рода регуляторов навесной системы. Вместе с тем, чтобы быть экономически оправданным серийное изготовление тракторов должно носить крупномасштабный массовый характер с учетом производства всех модификаций, комплектующих агрегатов и узлов.

Судя по объемам продаж в последние годы в РФ отечественных и зарубежных тракторов общего назначения, мощностью от 200 кВт и более, их общая годовая потребность не превышает 1000 штук. Если потребность мала, то целесообразно рассмотреть возможность глубокой унификации близких по мощности тракторов различных классов и назначений, допускающая при этом даже отдельные неоптимальные решения. Применение гусеничных тракторов в течение полевого сезона невелико. Это ранний весенний и осенний периоды. Поэтому не вполне оптимальные характеристики нового гусеничного трактора не смогут сыграть заметную роль в общем балансе затрат.

К примеру, в сельском хозяйстве США до 70–80 годов гусеничные тракторы практически не использовались. В основном применялись колесные тракторы широкой номенклатуры мощностей. В тех же регионах страны, где невозможно было обойтись без гусеничных тракто-

ров, получили применение сельскохозяйственные модификации промышленных серийных машин. Данные модификации с индексом в названии АГ имели самые необходимые узлы для агрегатирования с сельскохозяйственной техникой, в частности навесные системы с регуляторами для стыковки с ними, трансмиссии с большим набором скоростей и некоторые другие.

Некоторые агрегаты промышленных тракторов изымались из конструкций, например гидродинамические трансформаторы, землеройное оборудование и др.

Данная концепция просуществовала вплоть до появления в США тракторов с РАГ.

Кстати для американской тракторной техники характерно сосуществование в производстве и на рынке многообразия различных конструкций, в частности коробок передач (КП) разных типов: диапазонных с переключением передач на ходу; с полным переключением всех передач; бесступенчатых двухпоточных с объемными гидropередачами и других.

К сожалению, у нас такой подход в прошлом отсутствовал, а вместо него процветало копирование и масштабное тиражирование сложных и дорогих КП, например диапазонного типа на тракторах К-700, Т-150, Т-150К.

Возвращаясь к РАГ, следует отметить, что, несмотря на ряд очевидных достоинств, она обладает и некоторыми недостатками, а также рядом еще малоизученных свойств. К ее недостаткам следует отнести менее эффективные сцепные свойства, особенно на заснеженной дороге, по сравнению с металлической гусеницей. При этом не ясно поведение резины с применяемыми у нас наполнителями в условиях низких температур северных районов. Не ясны вопросы утилизации РАГ и пр.

Поэтому концепция разработки нового трактора должна быть направлена на применение как минимум двух унифицированных вариантов гусениц – металлической и РАГ, что вполне возможно.

Большое значение для формирования основных положений концепции имеет развитие в последние годы сельскохозяйственных машин, преимущественно плугов. Требования, предъявляемые современными плугами к тракторам, разноплановы – от простейших прицепных плугов до сложных требующих автоматических регуляторов.

Концептуальная ориентация сельскохозяйственного трактора, как модификации гусенич-

ных промышленных тракторов, может быть реализована на гамме машин Чебоксарского завода «Промтрактор». Содержание рассматриваемой концепции неизбежно окажет плодотворное влияние на экономические показатели основного производства самих промышленных тракторов, позитивно повлияет на их эксплуатацию, ремонт, обучение водителей и др.

Рассмотренным вопросам сопутствуют ряд других не менее важных, из которых целесообразно вычленить такие, как выбор схемы и конструкции КП, механизма бесступенчатого поворота и им подобных. Эти вопросы важны потому, что имеющаяся сегодня ориентация в частности на конструкцию КП компании John Deere при всех ее достоинствах не в полной степени учитывает некоторые ее принципиальные недостатки. В данном случае речь идет о чрезмерно больших относительных скоростях

вращения дисков в выключенных фрикционных муфтах и их большое количество, что приводит к снижению КПД КП.

Целесообразность применения РАГ и металлической гусеницы напрямую связана с конструкцией КП, так как в данных вариантах должна обеспечиваться разная максимальная транспортная скорость (до 40 км/ч при применении РАГ и до 15...18 км/ч при применении металлической гусеницы).

Особое внимание должно быть уделено конструкции навесной системы. Современные навесные системы с регуляторами могут оказывать влияние не только на глубину пахоты, но и на общую компоновку тракторов, исключая необходимость применения треугольного гусеничного обвода или других нетрадиционных решений, что облегчает унификацию с серийными моделями промышленных тракторов.

УДК 629.113.71.001.4

С. И. Антипов, Ю. В. Дементьев

СОВРЕМЕННЫЕ ИСПЫТАТЕЛЬНЫЕ ЕЗДОВЫЕ ЦИКЛЫ И ИХ АКТУАЛЬНОСТЬ ПРИ СОЗДАНИИ АЛГОРИТМА РАБОТЫ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ С КЭУ

Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

(e-mail: serantipv@mail.ru, dementiev.satr@mail.ru)

В статье анализируются основные современные методики испытаний транспортных средств по определению величины расходуемого топлива и уровня токсичности отработавших газов с точки зрения возможности их использования для создания алгоритмов работы систем управления автомобилем с КЭУ.

Ключевые слова: расход топлива, режим движения, городской цикл, загородный цикл.

This article analyzes the basic modern procedures of vehicle testing to determine the amount of fuel consumed and the level of emissions from the aspect of their possible use to create algorithms control systems of hybrid vehicles.

Keywords: fuel consumption, driving modes, urban driving cycle, extra-urban driving cycle.

Для определения расхода топлива и уровня токсичности отработавших газов транспортных средств необходимо использовать различные методики. В качестве таких методик обычно выступают испытательные ездовые циклы. Испытательный ездовой цикл представляет собой набор параметров и последовательностей, с помощью которых предполагается приближенно описать движение среднестатистического транспортного средства в реальных условиях. В зависимости от средней скорости движения принято разделять циклы на городские и загородные.

Можно выделить несколько основных стандартных испытательных циклов. Каждому характерны свои величины ускорения, средние и

максимальные скорости, а также последовательности режимов движения транспортных средств. По территориальному признаку их условно можно разделить на европейский, американский и японский. При всех упомянутых методиках испытания проводятся в лабораторных условиях на стенде с беговыми барабанами вместе с измерением токсичности отработавших газов. Массовые доли вредных веществ, которые определены при анализе выхлопных газов, собранные в емкость в процессе всего цикла испытаний, относят к пройденному пути. Количество расходуемого топлива определяется в зависимости от величины выбросов.

В европейской методике определения расхода топлива и токсичности отработавших га-

зов используется ездовой цикл NEDC (New European Driving Cycle) (рис. 1). Данный ездовой цикл установлен Правилами ЕЭК ООН (Европейская экономическая комиссия ООН) № 83, 101 и несколькими Директивами Евросоюза. Цикл разделяется на две части. Первая

часть – городской ездовой цикл UDC (Urban Driving Cycle), состоящий из четырех последовательных простых городских циклов. Продолжительность простого городского цикла 195 с, протяженность 1,013 км, средняя скорость 18,7 км/ч, а максимальная скорость 50 км/ч.

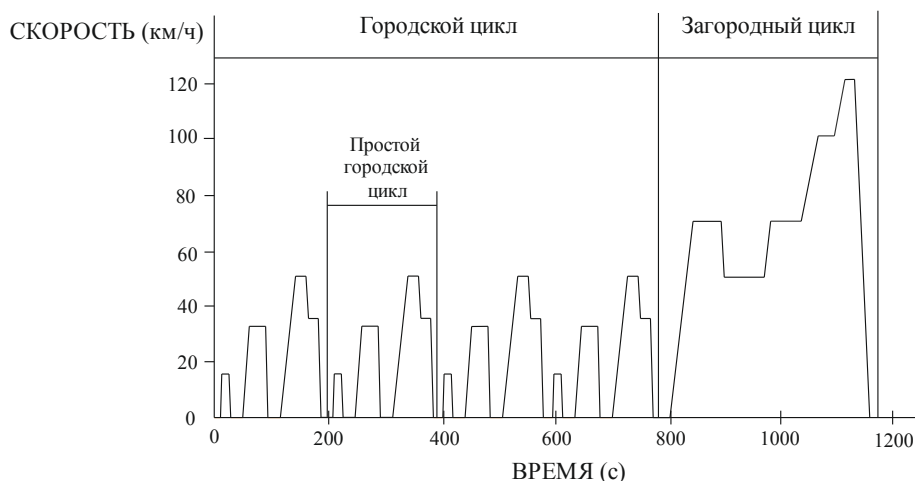


Рис. 1. Испытательный цикл NEDC

Вторая часть цикла – загородный цикл EUDC (ExtraUrban Driving Cycle), продолжительностью в 400 с, протяженностью 6,955 км, со средней скоростью 62,6 км/ч и максимальной скоростью движения 120 км/ч, имитирует условия движения автомобиля по магистрали.

Европейский ездовой цикл, действующий с 1 января 2000 года, не предусматривает прогрева ДВС. Перед замером автомобиль отстаивается при 20–30° тепла не менее шести часов.

Затем 11 секунд двигатель работает на холостом ходу. Определение количества выбросов начинают сразу после запуска двигателя, что сказывается на итоговых показателях.

При испытаниях легковых автомобилей в США используется более сложная методика. Для проведения замеров расхода топлива и уровня выбросов используются испытательный цикл FTP-75 (Federal Test Procedure) (рис. 2) и тестовый цикл HWFET (HighWay Fuel Economy

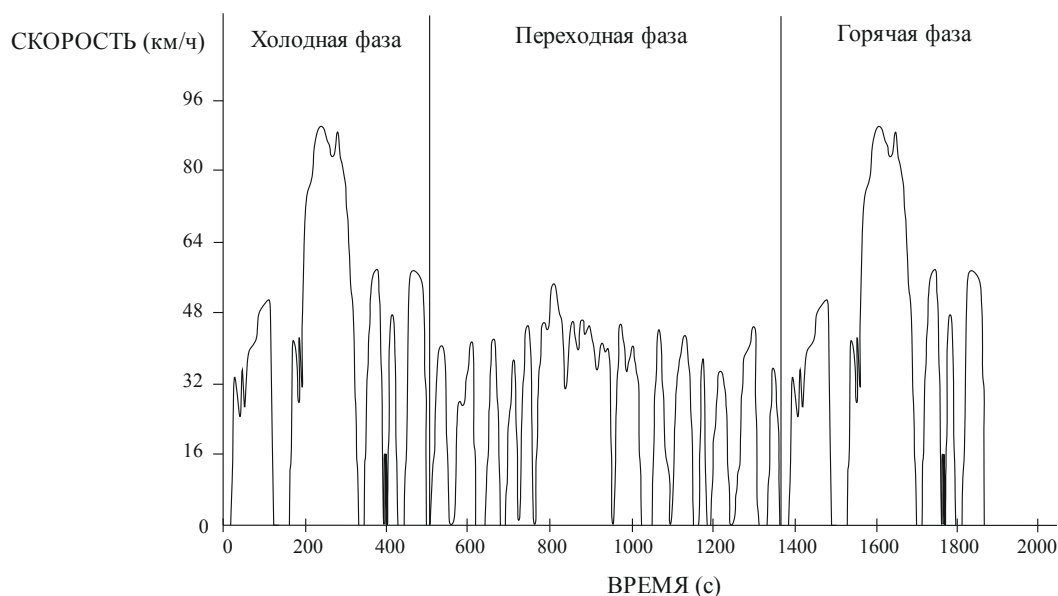


Рис. 2. Испытательный цикл FTP-75

Test). Кроме того, для увеличения адекватности результатов, используются два дополнительных поправочных федеральных теста – SFTP-US06 и SFTP-SC03. Они позволяют иметь данные о движении при более агрессивном вождении на высоких скоростях, с большими ускорениями и замедлениями, а также о движении транспортного средства с включенной климатической установкой соответственно.

Цикл FTP-75 разделяется на три этапа. Первый этап представляет собой движение в городских условиях при непрогретом двигателе (так называемая холодная фаза). Его продолжительность составляет 505 с, а максимальная скорость 91,2 км/ч (56,7 миль/ч).

Второй этап (переходная фаза), имеет продолжительность 864 с и ограничение скорости 56 км/ч. После второго этапа ДВС выключают

на 10 минут для охлаждения. По их истечении начинается третий этап (горячая фаза), полностью повторяющий первый, но при другом температурном режиме работы двигателя. Общая продолжительность цикла FTP-75 1877 с, протяженность 17,8 км и средняя скорость 34,1 км/ч. При этом количество стартов с места достигает 22. Расход топлива на трассе в США определяется отдельным тестом HWFET, который длится 765 с, со средней скоростью 77,7 км/ч (48,3 миль/ч). Для вычисления расхода в смешанном режиме полученные показатели в городском и загородном циклах складывают и усредняют.

На данный момент в Японии для испытаний транспортных средств по определению их расхода топлива и уровня токсичности используется методика JC08 (рис. 3).

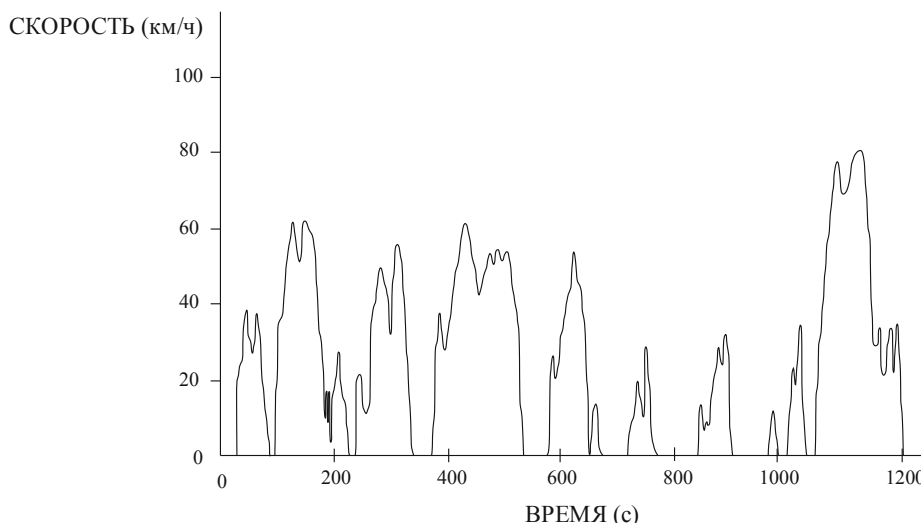


Рис. 3. Испытательный цикл JC08

Тестирование проводится поочередно в два этапа: «холодный» старт и «горячий» старт, с непрогретым и прогретым двигателем соответственно. Это позволяет учитывать топливо, которое расходуется на прогрев. Итоговый расход топлива определяется суммой 25 % от расхода в режиме «холодного» старта и 75 % от расхода в режиме «горячий» старт. По своему характеру ездовой цикл схож с американским FTP-75. Он имитирует вождение в интенсивном городском режиме и включает в себя период холостого хода, а также часто меняющиеся ускорение и замедление.

Продолжительность цикла 1205 с, протяженность 8,17 км, максимальная скорость 81,6 км/ч, средняя скорость движения 24,4 км/ч. Низкая средняя скорость хорошо описывает движение

транспортного средства в крупных мегаполисах, с учетом большого количества светофоров, пробок и других затруднений.

Несколько десятилетий назад в нашей стране нормы расхода топлива определяли по стандарту предприятия СТП 37.052.027-81 «Методика определения эксплуатационного расхода топлива автомобилей и автопоездов при моделировании городских режимов движения». Испытательный цикл, предусмотренный в этой методике, имеет протяженность 18,4 км, на которой предусмотрена 21 остановка (две из них по 60 секунд). При этом средняя скорость движения 40 км/ч. Однако, в связи со значительными изменениями транспортной ситуации, как в крупных городах, так и в стране в целом, данная методика устарела и не может давать пред-

ставление о расходе топлива в современных реалиях. В настоящее время в Российской Федерации действует технический регламент «О безопасности колесных транспортных средств», в котором для оценки расхода топлива и выбросов вредных веществ предусмотрено применение требований Правил ЕЭК ООН № 83 и 101, использующих ранее описанные испытательные циклы.

В связи с постепенным ужесточением требований к выбросам вредных веществ с отработавшими газами и тенденциями к снижению расхода топлива в рамках автомобилей различных классов широкое развитие получили автомобили с КЭУ (комбинированными энергетическими установками), включающими, помимо ДВС, электродвигатели. Такие транспортные средства могут обеспечить существенное снижение расхода топлива в случае оптимального алгоритма работы систем управления КЭУ в различных условиях движения.

В Московском государственном машиностроительном университете (МАМИ) ведутся работы по созданию коммерческого автомобиля категории N1, использующего КЭУ последовательно-параллельной схемы. Данная схема позволяет конструктивно объединить в одной КЭУ последовательную и параллельную схемы для использования преимуществ каждой из них в зависимости от условий движения. В конструкции используются две электрические машины, как в последовательной схеме, но для обеспечения механической связи ДВС с ведущими колесами предусмотрен связующий узел с возможностью размыкания этой связи (многодисковая муфта, расположенная между этими электрическими машинами).

Необходимо отметить, что все приведенные выше циклы созданы с целью определения выбросов вредных веществ и расхода топлива при сертификационных испытаниях и имеют мало общего со всем многообразием режимов движения ТС. Так, нынешний европейский метод NEDC моделирует движение автомобиля с медленными разгонами (от 0 до 50 км/ч за 26 с в городском цикле и от 0 до 70 за 41 с в загородном цикле). Учитывая динамические воз-

можности современных транспортных средств и интенсивный ритм жизни в крупных городах, подобные участки не способствуют повышению адекватности цикла. Американский цикл FTP-75 с точки зрения ускорений выглядит более динамично. Однако, отсутствие режимов движения с постоянной скоростью также в значительной степени влияет на соответствие реальным дорожным условиям. Такой же недостаток имеет и японский ездовой цикл JC08. Кроме того, данному циклу соответствует самая низкая средняя скорость движения 24,4 км/ч, что, с одной стороны, благоприятно сказывается на моделировании движения в больших городах, но с другой, предоставляет определенные преимущества транспортным средствам с КЭУ, а также оборудованные дизельными ДВС.

Вследствие вышесказанного ориентироваться при создании алгоритма управления КЭУ на эти ездовые циклы не вполне оправдано. То же касается и использования любых искусственных комбинаций этих циклов. Целесообразно в этом случае использовать обобщенные результаты режимометрирования движения транспортных средств, полученные в различных реальных дорожных условиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Карунин, А. Л. Автомобиль с комбинированной силовой установкой. Результаты и методика испытаний / А. Л. Карунин, С. В. Бахмутов, В. В. Селифонов, М. Е. Вайсблум, Е. Е. Баулина, К. Е. Карпукhin // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 7. – С. 6–9.
2. Гусаков, С. В. Энергетический баланс гибридной силовой установки автомобиля при его движении, в соответствии с новым европейским испытательным циклом NEDC / С. В. Гусаков, И. В. Афанасьева, В. А. Марков // Грузовик. – 2010. – № 7. – С. 22–34.
3. Гусаков, С. В. Расчетно-экспериментальная методика корректировки ездового цикла для фазы движения транспортного средства в городских условиях / С. В. Гусаков, В. А. Марков, Д. В. Михрячев // Известия высших учебных заведений. – М.: Машиностроение. – 2012. – № 5. – С. 23–30.
4. Ветров, Ю. NEDC и ARDC: наука и жизнь / Ю. Ветров // Авторевю. – 2012. – № 11. – С. 32–35.
5. Куликов, И. А. Комбинированная энергоустановка последовательно-параллельного типа: теоретическое исследование / И. А. Куликов, В. В. Селифонов // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. – № 6. – С. 14–17.

УДК 629.113

Е. В. Балакина, Н. М. Зотов, Ю. Н. Козлов*, А. П. Федин, В. М. Зотов

МЕТОД КОСВЕННОГО ИЗМЕРЕНИЯ $\varphi(t)$ - И $\varphi(s)$ -ДИАГРАММ ЧЕРЕЗ ЗАВИСИМОСТИ СКОРОСТИ АВТОМОБИЛЯ ОТ ВРЕМЕНИ

Волгоградский государственный технический университет

*Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт
ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», НИЦИАМТ

(e-mail: balakina@vstu.ru, znm@vstu.ru, y.kozlov@mail.ru)

В статье рассмотрена методика косвенного измерения зависимости коэффициента сцепления на основе измерения зависимости скорости автомобиля от времени.

Ключевые слова: шины, зона контакта, коэффициент сцепления, расчет $\varphi(t)$ и $\varphi(s)$ -диаграмм.

In article the technique of indirect measurement of dependences of coefficient of coupling on the basis of measurement of dependence of speed of the car from time is stated.

Keywords: tyres, zone of contact, coefficient of coupling, calculation $\varphi(t)$ and $\varphi(s)$ -diagram/

Для расчетной оценки параметров свойств устойчивости движения и тормозной динамики автомобиля требуются $\varphi-s$ -диаграммы, т. е. аналитические зависимости коэффициента продольного сцепления от коэффициента продольного скольжения колеса. Получить такую аналитическую зависимость можно путем аппроксимирования аналогичной экспериментальной зависимости. Но получать экспериментальные $\varphi-s$ -диаграммы трудоемко. Предлагается метод косвенного их получения на основе обработки приборной записи (например, с использованием аппаратуры «Corrsys Datron») скорости автомобиля $v_a = f(t)$ путем обратного расчета. На рис. 1 показан общий вид такой зависимости. Зависимость $v_a = f(t)$ должна быть получена при торможении автомобиля при отсутствии боковой силы на дороге с равномерными сцепными свойствами по бортам. Она может быть получена непосредственными измерениями оптическим датчиком или интегрирована из показаний с датчиков ускорений. Зависимость $\varphi(t)$ в данном режиме одинакова для всех колес:

$$\varphi_{i-1} = \frac{v_{a_{i-1}} - v_{a_i}}{g \cdot dT},$$

где dT – шаг измерения аппаратурой (0,01 с).

Момент по сцеплению: $M_{x_{i-1}} = mg \cdot \varphi_{i-1} \cdot R_k$.

Момент тормозной: $M_{t_{i-1}} \approx K \cdot mg \cdot R_k$ (при

$t > T_{n_{\max}}$) и $M_{t_{i-1}} \approx K \cdot mg \cdot R_k \cdot \frac{t}{T_{n_{\max}}}$ (при $t < T_{n_{\max}}$).

Время нарастания замедления $T_{n_{\max}}$ можно определить из $v_a = f(t)$ (рис. 1). Время реакции

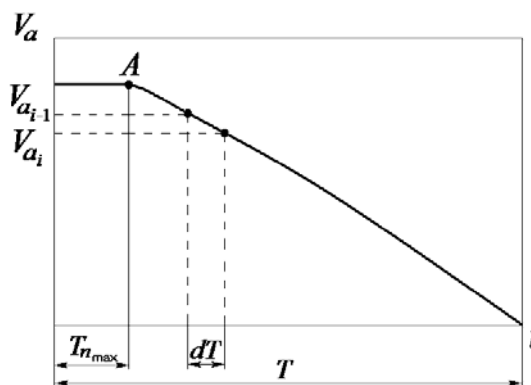


Рис. 1. Общий вид экспериментальной зависимости скорости автомобиля от времени в режиме торможения

водителя учитывать не нужно, поскольку измерительная аппаратура включается при проезде световых барьеров, которые испытатель видит заранее. При полном нажатии на тормозную педаль $K \approx 1$.

Угловое замедление колеса:

$$\dot{\omega}_{i-1} = \left(\frac{1}{I_k} \right) (M_{t_{i-1}} - M_{x_{i-1}}).$$

Угловая скорость колеса:

$$\omega_{i-1} = \omega_i + \dot{\omega}_{i-1} \cdot dT.$$

Коэффициент продольного скольжения колеса:

$$s_{i-1} = \left| 1 - \frac{\omega_{i-1} \cdot R_k}{v_{a_{i-1}}} \right|.$$

Сопоставление значений φ и s в каждый момент времени t дает зависимость $\varphi(t)$ через каждые 0,01 с, как показано на рис. 2. Она будет несколько разной на колесах передней и задней оси вследствие неодинаковости скорости нарастания s .

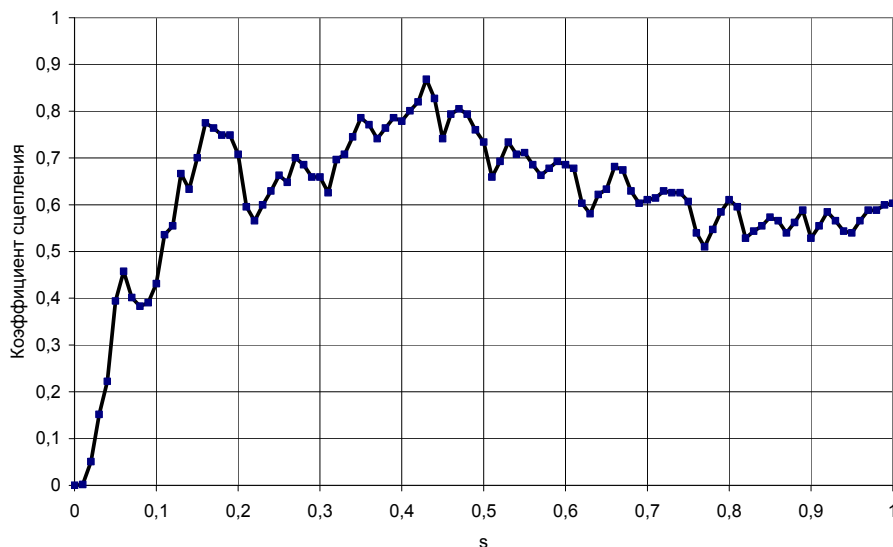


Рис. 2. $\phi(s)$ -диаграмма, полученная косвенным путем из измеренной зависимости $v_a = f(t)$

Методика при ее использовании будет давать более точные результаты при реализации воздействия на тормозную педаль по одному и тому же закону.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Никульников, Э. Н. Шинные тестеры – инструмент метрологической аттестации испытательных участков дорожных поверхностей с различными коэффициентами сцепления / Э. Н. Никульников, А. А. Барашков, А. А. Ло-

гунов // Автомобильная промышленность, 2011. – № 6. – С. 34–38.

2. Balakina, E. Улучшение устойчивости движения колесной машины на основе предпроектного выбора параметров элементов шасси: монография / E. Balakina. – Saarbrücken (Germany): LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. – 467 с.

3. Sami Koskinen. Sensor Data Fusion Based Estimation of Tyre-Road Friction to Enhance Collision Avoidance / A dissertation for the degree of Doctor of Science in Technology of the Faculty Automation, Mechanical and Materials Engineering, the Tampere University of Technology, 12 March, 2010. – 209 с.

УДК 629.113

В. Г. Дыгало, В. В. Котов, А. А. Ревин

ОЦЕНКА АДЕКВАТНОСТИ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ТОРМОЗНОЙ ДИНАМИКИ АВТОМОБИЛЯ С ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ АБС

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tera@vstu.ru)

В статье рассматривается оценка адекватности при применении виртуально-физической технологии моделирования для испытания автоматизированных тормозных систем автомобилей.

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

In the papers described verification in use virtually-physical technology method modeling in the process develop and test automated breaking system vehicles.

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

При проведении испытаний с использованием виртуально-физической технологии моделирования [1, 3] возникает вопрос оценки адекватности. Под адекватностью описания физических процессов и явлений при моделировании обычно понимают тождественность созданной модели физическому объекту. При создании модели автоматизированной тормозной системы транспортного средства проверку на

адекватность целесообразно вести в двух аспектах. Наряду с традиционной проверкой на основе сопоставления величин основных моделируемых параметров физического объекта (параметрическая адекватность) следует проводить также проверку выполнения созданной модели автоматизированной системы логических операций при определенных условиях функционирования (логическая адекватность).

Основанием для этого является то обстоятельство, что используемые для оценки нормативные показатели тормозных свойств автомобиля часто базируются на интегральных критериях, например, тормозной путь, установившееся замедление, время нарастания замедления и т. п. При этом одинаковые величины тормозного пути или установившегося замедления получаются при реализации одной и той же средней величины реализованного сцепления, которое может быть получено при различном состоянии заторможенного колеса, т. е. в достаточно широком диапазоне проскальзывания и, следовательно, при различной настройке АБС или даже юзе колес (АБС не функционирует).

С другой стороны, вследствие явления флуктуации коэффициента сцепления по пути по мере срабатывания АБС в течение процесса фазы регулирования тормозного момента на колесах автомобиля, как правило, с течением времени расходятся, что приводит уже после нескольких циклов регулирования к существенным параметрическим отклонениям. В этой связи проверку на адекватность разработанной модели целесообразно проводить по приведенной ниже следующей схеме.

Вначале оценивается адекватность воспроизведения физического процесса при выполнении логических операций по принципу «да – нет». При этом задаются тестовые режимы движения автомобиля в процессе торможения: величина давления рабочего тела в приводе или максимальное усилие на тормозной педали, величина коэффициента сцепления пары «шина – дорога», состояние тормозных механизмов, при котором должна срабатывать (или не срабатывать) антиблокировочная система и осуществляется проверка модели на выдачу соответствующей логической команды на включение (или не включение) АБС. Аналогично осуществляется проверка точки настройки модели на срабатывание и отработка фаз процесса: затормаживание, растормаживание и отсечка как на восходящей, так и на нисходящей ветвях.

Для случая торможения автомобиля с отключенной АБС в условиях характерной для транспортных средств неравномерности действия тормозных механизмов осуществляется проверка по числу заблокированных в процессе торможения колес, а также оценивается направление смещения центра масс и изменение курсового угла автомобиля. Это позволяет проверить адекватность моделирования тормозных

моментов на колесах, т. е. первоисточника возмущения для рассматриваемого случая движения автомобиля.

После проверки модели на отработку логических операций проводится оценка адекватности на основе величины отклонения параметров. Принимая во внимание явление флуктуации коэффициента сцепления пары «шина – дорога» по пути, оценку величины отклонения параметров целесообразно проводить как в пределах цикла регулирования тормозного момента (на основе анализа темпов изменения давления рабочего тела или тормозного момента, длительности выдержки, периода регулирования или частоты процесса), так и по традиционным интегральным показателям: величине тормозного пути и установившегося замедления, смещению центра масс в боковом направлении и курсовому углу (как на траектории, так и в конце процесса). В качестве примера ниже покажем оценку адекватности модели процесса торможения трехосного автомобиля с АБС.

Проверка достоверности работы модели в составе комплексной моделирующей установки (КМУ) при использовании АБС в соответствии с предлагаемым подходом прежде всего проводилась на основе оценки правильности чередования фаз и режимов функционирования моделируемых объектов в заданных эксплуатационных условиях (логическая адекватность). Качественная оценка процессов затормаживания колеса полученных в ходе стендовых и дорожных испытаний осуществлялась путем сравнения характера протекания моделируемого и реального процессов. Метод сравнения состояний позволил произвести оценку работы созданной экспериментальной установки с точки зрения логической адекватности. В данном случае, в первую очередь оценивалась проверка следующих условий: срабатывание АБС при заданных сцепных свойствах поверхности, скорости начала торможения и реализованной нагрузке на колесе (да – нет), отработка фаз регулирования тормозного момента (затормаживание – растормаживание – отсечка), воспроизведение характерных участков изменения угловой скорости и ускорения колеса при входе его в юз и разблокировании.

Сопоставление результатов стендовых и дорожных испытаний осуществлялось путем наложения друг на друга динамических характеристик процесса затормаживания полученных для одинаковых начальных условий и выпол-

ненных в одном масштабе. Для этого на комплексной моделирующей установке был проведен ряд экспериментов, повторяющих ранее проведенный дорожный эксперимент [2].

Для оценки воспроизводимости результатов полученных на КМУ рассмотрим динамические характеристики торможения автомобиля КамАЗ – 5320 на сухом асфальтобетоне в снаряженном состоянии (с 10 %-й загрузки, примерно соответствующей весу контрольно-измерительной аппаратуры) с начальной скорости $v_0 = 40,7$ км/ч при замедлении $j_{\text{ср}} = 5,2$ м/с². На рис. 1 показана такая динамическая характеристика. Как видно, при торможении в данных условиях за первые две секунды процесса происходит 3 цикла трехфазового регулирования тормозного момента. При сопоставлении давления на выходе тормозной камеры и тормозного момента для переднего левого колеса, полученных в дорож-

ном эксперименте и на КМУ (рис. 2), наблюдается качественная воспроизводимость картины процесса, с одинаковым числом циклов и с разницей частоты регулирования не превышающей 4 %. Что касается темпов нарастания и сброса, в первом цикле регулирования, углы наклона кривых изменения давления и тормозного момента, полученных в разных условиях, практически совпадают, а отличие по времени, как для фазы нарастания, так и для фазы сброса, не превышает 0,05 с. В последующих циклах регулирования наблюдается более существенная разница в темпах нарастания и сброса и в амплитудах колебания особенно для кривой изменения тормозного момента. Это различие обусловлено тем, что в ходе дорожных испытаний на изменение нормальной нагрузки на колесе в процессе торможения влияет не только изменение дифферента кузова и микронеровностей поверхности по пути (учтено в модели), но

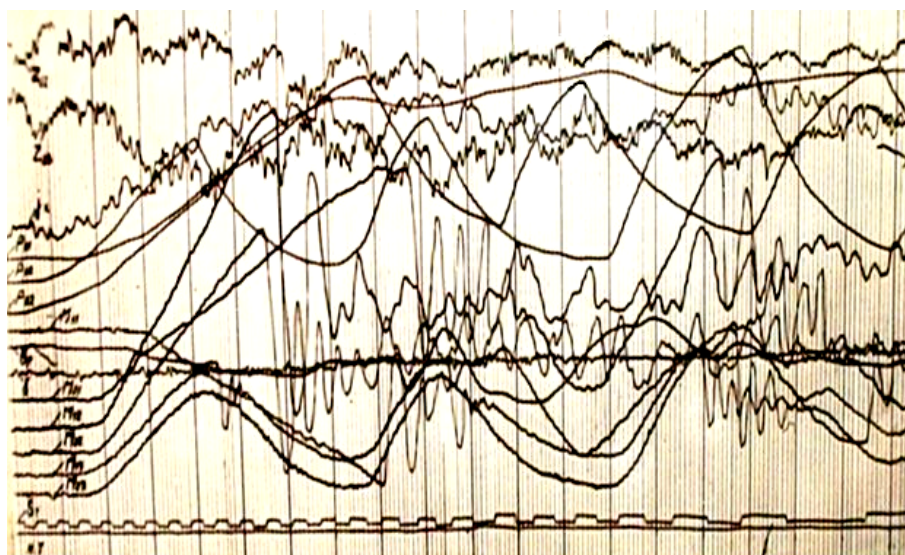


Рис. 1. Оциллограмма процесса торможения автомобиля КамАЗ – 5320 (дорожный эксперимент, $v_0 = 40$ км/ч, схема АБС – IR-0-SLL)

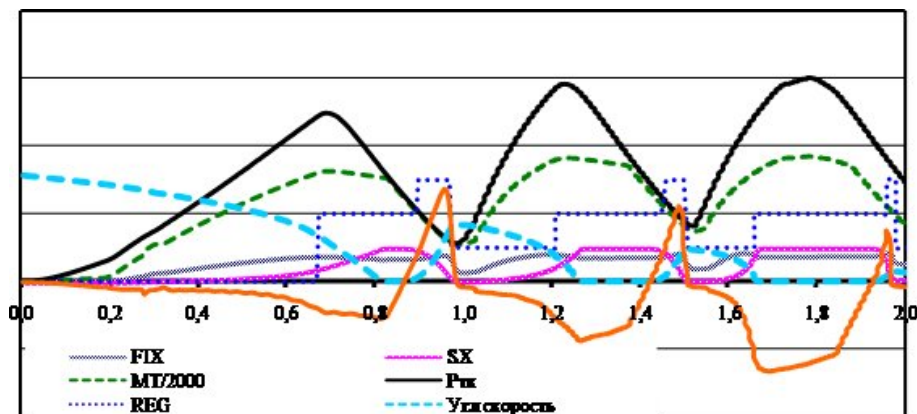


Рис. 2. Динамические характеристики торможения автомобиля КамАЗ – 5320 (КМУ, $v_0 = 40,7$ км/ч, 10 % загрузки)

и явления колебания мостов автомобиля в продольном направлении вследствие выявленного эффекта галлопирования [2].

Результаты сравнения динамических характеристик процесса затормаживания и конечных величин интегральных параметров, в том числе

периода динамической фазы и частоты функционирования АБС ($F_{\text{АБС}}$), с дорожным экспериментом для случая торможения на сухом асфальтобетоне снаряженного автомобиля представлены в таблице.

Конечные значения параметров процесса затормаживания колеса

Параметр	$P_{\text{ТКmax}}$, кг/см ²	$M_{\text{Тmax}}$, Н·м	Ампли- туда $P_{\text{ТК}}$	Ампли- туда $M_{\text{Т}}$	$F_{\text{АБС}}$, Гц	Период динами- ческой фазы, с
КМУ	6,0	7360	4,9	5350	1,90	0,72
Эксперимент	5,2	6430	4,4	6430	1,83	0,78
Погрешность, %	13,4	13,6	10,2	16,8	3,7	7,7

Аналогичные величины погрешностей (4–15 %), были получены при сопоставлении результатов, полученных в стендовых и дорожных условиях для торможения на поверхностях с различными сцепными свойствами (сухой и мокрый асфальтобетон) с различной нагрузкой автомобиля (для снаряженного состояния и максимальной).

Полученные результаты свидетельствуют, что использование в комплексной моделирующей установке реального тормозного привода и узлов антиблокировочной системы позволяет получить хорошую сходимость расчетных значений параметров с результатами эксперимента и полностью отражает физическую картину процесса затормаживания колеса.

Таким образом, реализующая виртуально-физическую технологию моделирования комплексная моделирующая установка может быть эффективно применена для решения различных функциональных задач, как при проектировании тормозной системы, так и для задач эксплуатационного характера. Например, исследования влияния неисправностей пневматической

тормозной системы с АБС на рабочий процесс затормаживания колеса с целью выявления диагностических признаков этой системы на основе сопоставления полученных результатов методом «сравнения состояний».

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. 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.
2. 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.
3. Ревин, А. А. Комплексное моделирование в цикле проектирования автомобилей и их систем / А. А. Ревин, В. Г. Дыгало // Автомобильная промышленность. – № 11, 2002. – С. 29–30.
4. Дыгало, В. Г. Технологии испытания систем активной безопасности автотранспортных средств: монография / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин. – М.: Машиностроение, 2012. – 387 с.
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.

УДК 629.113-592.2

Р. Е. Железнов, А. А. Ревин, Е. И. Железнов

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА НА ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЕЗДА

Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: DrSpeer@mail.ru)

В статье приведены некоторые результаты исследования влияния параметров сцепного устройства на эффективность торможения и устойчивость движения малотоннажного автопоезда при торможении.

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

The article presents some results of computational researches of influence of main characteristics of the coupling device on the dynamic interaction of parts of low-tonnage road train.

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

Взаимодействие звеньев автопоезда (АП) осуществляется через сцепное устройство (СУ), которое в той или иной степени влияет на поведение АП, особенно в процессе движения на переходных режимах, например, при торможении.

С целью оценки влияния параметров СУ на тормозные свойства малотоннажного АП проведены расчетные исследования с использованием математической модели, описанной в работе [1]. В качестве объекта исследований выбран АП в составе тягача с параметрами автомобиля УАЗ-3741 и одноосного прицепа. Расчеты проводились для двух вариантов прицепов, первый, из которых не оборудован тормозной системой – назовем его пассивным, второй, оборудован инерционной тормозной системой (ИТС) – назовем его активным. Геометрические параметры прицепов приняты одинаковыми, а полная масса варьировалась в зависимости от наличия тормозной системы на прицепе – для пассивного прицепа $M_{\text{п}} = 850$ кг, а для активного – $M_{\text{п}} = 1200$ кг. Действие возмущающих факторов на звенья АП в процессе торможения моделировалось посредством задания коэффициентов неравномерности $k_{\text{нi}}$, характеризующих снижение эффективности действия тормозных механизмов на колесах одноименных осей и люфта рулевого колеса $\alpha_{\text{р}}$, приведенного к управляемым колесам. Величина коэффициентов $k_{\text{нi}}$ на колесах тягача варьировалась, а на колесах активного прицепа была принята постоянной $k_{\text{н3}} = 0,9$, как и величина люфта рулевого колеса $\alpha_{\text{р}} = 10^\circ$. Результаты расчетов были обработаны методами планирования эксперимента и представлены в виде уравнений и графиков, отражающих влияние,

как одиночных факторов, так и их взаимодействий на оценочные показатели, в качестве которых были приняты: тормозной путь $S_{\text{т}}$, средняя величина $\bar{P}_{\text{к}}$ усилия $P_{\text{к}}$ наката прицепа и показатель устойчивости $\eta_{\text{уа,п}}$, характеризующий положение звеньев АП в пределах полосы движения шириной $B_{\text{д}} = 3,5$ м. Величина показателя $\eta_{\text{уап}}$ определялась по наибольшему габаритному отклонению наименее устойчивого звена АП:

$$\begin{aligned}\eta_{\text{yai}} &= 1 - \frac{2|y_{\text{а}} + a_{\text{г}}(b_{\text{г}}) \sin \gamma_{\text{а}}|}{|B_{\text{д}} - B_{\text{ар}}|}, \\ \eta_{\text{yn}} &= 1 - \frac{2|y_{\text{п}} + d_{\text{г}} \sin \gamma_{\text{п}}|}{|B_{\text{д}} - B_{\text{пг}}|}, \\ \eta_{\text{уап}} &= \text{Min}(\eta_{\text{yai}}, \eta_{\text{yn}}),\end{aligned}\quad (1)$$

где $y_{\text{а}}$, $y_{\text{п}}$ – боковые отклонения центров масс звеньев АП; $a_{\text{г}}$, $d_{\text{г}}$ – расстояния от центров масс до крайних точек кузова тягача и прицепа; $B_{\text{ар}}$, $B_{\text{пг}}$ – габаритная ширина звеньев АП.

Выбор оценочных показателей продиктован содержанием понятия «тормозные свойства», как совокупности свойств, определяющих эффективность торможения и устойчивость движения АП при торможении. Так, по величине $S_{\text{т}}$ можно судить о влиянии исследуемых параметров на эффективность торможения, а по величинам $\bar{P}_{\text{к}}$ и $\eta_{\text{ап}}$ – на устойчивость движения.

Ниже приведены некоторые результаты исследования для случая торможения расчетного АП с начальной скорости $v_0 = 40$ км/ч на дороге с коэффициентом сцепления $\phi = 0,7$. В начале рассмотрим влияние параметров СУ на тормозные свойства АП с пассивным прицепом.

$$\begin{aligned}S_{\text{т}} &= 16,14 - 0,1426x_1 - 0,145x_2 + 0,002x_1x_2; \\ \eta_{\text{ап}} &= 0,397 + 0,165x_1 + 0,081x_2 + 0,022x_1^2 - 0,019x_2^2; \\ \bar{P}_{\text{к}} &= 3309,5 + 33,3x_1 + 33,4x_2 - 0,6x_3 - 0,9x_4 - 0,8x_5 + 0,3x_1x_2 + \\ &+ 0,4x_1x_3 - 0,6x_1x_4 - 0,2x_1x_5 + 0,3x_2x_3 - 0,7x_2x_4 - 0,2x_2x_5 - \\ &- 0,6x_3x_4 + 0,8x_3x_5 + 1,0x_4x_5 - 3,0x_1^2 - 3,2x_2^2 - 3,0x_3^2 - 3,2x_4^2 + 5,0x_5^2,\end{aligned}\quad (2)$$

где x_1 – коэффициент неравномерности действия тормозных механизмов на колесах передней оси тягача, $k_{\text{н1}}$; x_2 – то же на колесах задней оси тягача, $k_{\text{н2}}$; x_3 – зазор в СУ автопоезда, $\xi_{\text{х}}$; x_4 – коэффициент жесткости СУ, $C_{\text{сц}}$; x_5 – коэффициент неупругого сопротивления в СУ, $\eta_{\text{сц}}$.

Анализ значимости коэффициентов регрессии уравнений (2) показал, что параметры СУ на тормозной путь $S_{\text{т}}$ и показатель $\eta_{\text{ап}}$ устойчи-

вости АП с пассивным прицепом не влияют, а влияние их на величину $\bar{P}_{\text{к}}$ невелико.

Для АП с активным прицепом влияние параметров СУ на оценочные показатели более весомо. Так, анализ коэффициентов регрессии уравнений (3) показал, что тормозной путь $S_{\text{т}}$ АП с активным прицепом зависит не только от коэффициентов неравномерности $k_{\text{н1,2}}$, но и от параметров сцепного устройства, хотя и в меньшей сте-

пени. Наиболее сильное влияние оказывает коэффициент демпфирования $\eta_{\text{сц}}$. Причем с увеличением зазора ξ_x и жесткости $C_{\text{сц}}$ упругого эле-

мента сцепки величина S_T растет, а с увеличением $\eta_{\text{сц}}$ – уменьшается (рис. 1, а). Взаимного влияния факторов на величину S_T не установлено.

$$\begin{aligned} S_T &= 12,9 - 0,1x_1 - 0,13x_2 + 0,02x_3 + 0,05x_4 - 0,08x_5 + 0,02x_5^2; \\ \bar{P}_k &= 1500,5 + 23,0x_1 + 27,9x_2 + 0,7x_3 + 45,5x_4 - 66,9x_5 - 2,3x_1x_3 + \\ &+ 1,7x_1x_4 - 4,8x_1x_5 - 2,8x_2x_3 + 2,5x_2x_4 - 4,3x_2x_5 + 5,4x_3x_4 + \\ &+ 1,8x_3x_5 - 13,5x_4x_5 - 0,6x_1^2 + 0,6x_2^2 - 2,3x_3^2 - 5,1x_4^2 + 25,9x_5^2; \\ \eta_{\text{ап}} &= 0,593 + 0,102x_1 + 0,06x_2 - 0,014x_4 + 0,015x_5 - 0,01x_4x_5 + \\ &+ 0,016x_1^2 - 0,01x_2^2 - 0,007x_4^2 - 0,006x_5^2. \end{aligned} \quad (3)$$

Здесь приняты те же обозначения факторов, что и для АП с пассивным прицепом.

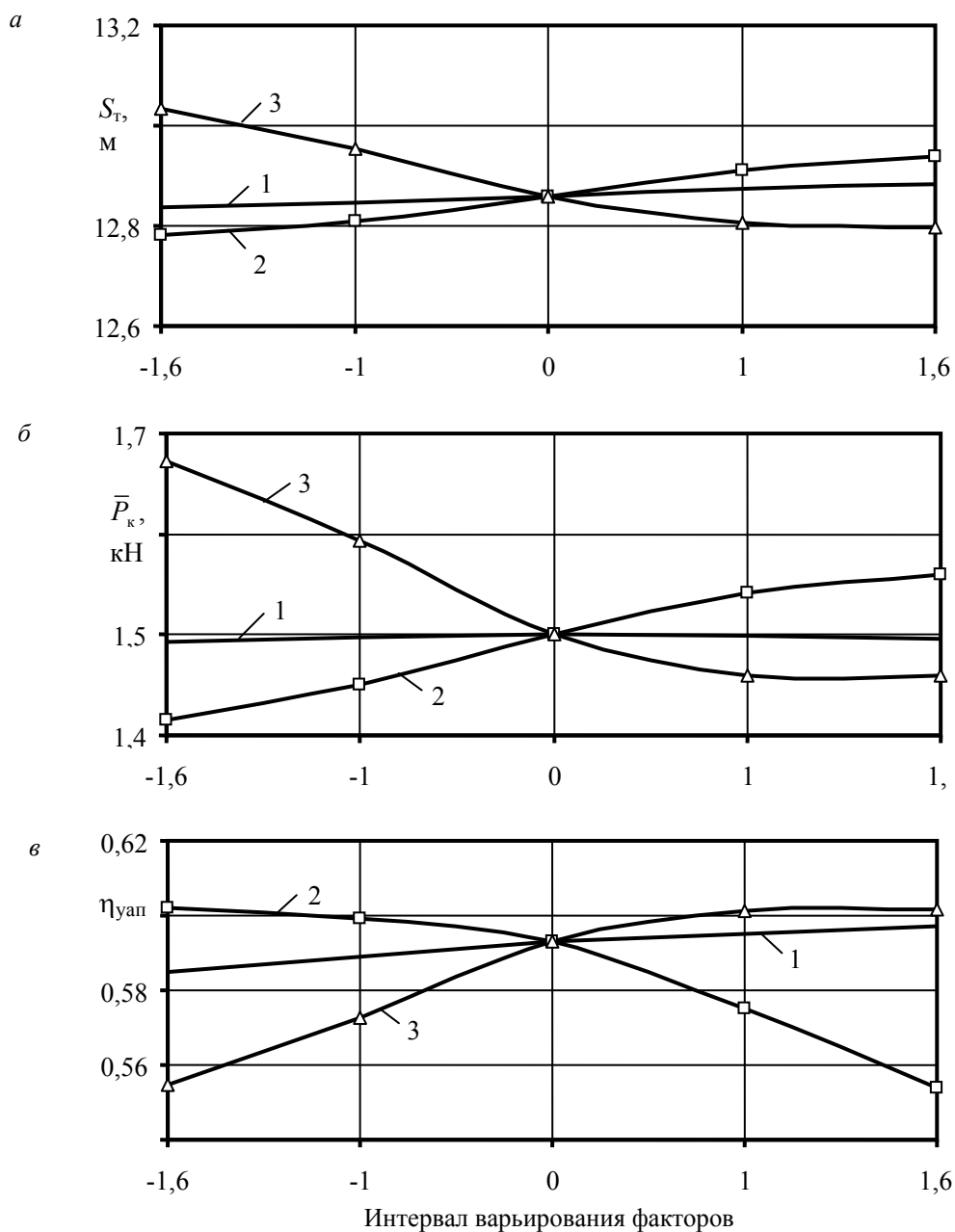


Рис. 1. Влияние параметров СУ на оценочные показатели торможения АП с активным прицепом:
1 – x_3 (ξ_x); 2 – x_4 ($C_{\text{сц}}$); 3 – x_5 ($\eta_{\text{сц}}$)

На величину усилия $\bar{P}_k$ наибольшее влияние оказывают коэффициенты демпфирования $\eta_{сц}$ и жесткости $C_{сц}$, а влияние зазора ξ_x невелико и проявляется, преимущественно, через взаимодействия с другими факторами. С увеличением $C_{сц}$ и уменьшением $\eta_{сц}$ величина $\bar{P}_k$ растет (рис. 1, б). Заметное влияние на величину $\bar{P}_k$ оказывают взаимодействия факторов. Например, с увеличением ξ_x усиливается отрицательное влияние коэффициента $C_{сц}$ жесткости и снижается положительное влияние коэффициента $\eta_{сц}$ демпфирования. Причем снижение демпфирования $\eta_{сц}$ существенно усиливает отрицательное влияние жесткости $C_{сц}$ (рис. 2) и приводит к увеличению нагрузок в СУ.

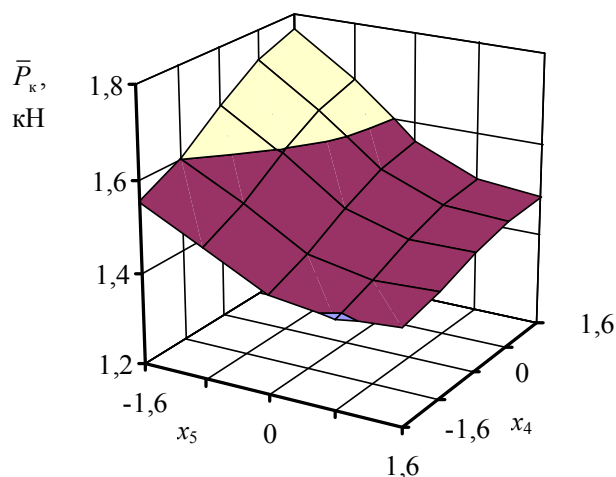


Рис. 2. Влияние коэффициентов жесткости $C_{сц}$ (x_4) и демпфирования $\eta_{сц}$ (x_5) на величину усилия $\bar{P}_k$

Влияние параметров СУ на показатель $\eta_{уап}$ устойчивости проявляется через усилие наката прицепа на тягач и поэтому аналогично влиянию их на усилие $\bar{P}_k$ (рис. 1, в). Как видно, с увеличением $C_{сц}$ и уменьшением $\eta_{сц}$ величина показателя $\eta_{уап}$ снижается. Влияние зазора ξ_x в сцепке невелико. Некоторое влияние на величину $\eta_{уап}$ оказывает парное взаимодействие факторов x_4x_5 ($C_{сц}$, $\eta_{сц}$), правда, небольшое (рис. 3).

Обобщая результаты проведенного исследования, можно отметить, что влияние параметров сцепки на тормозные свойства малотон-

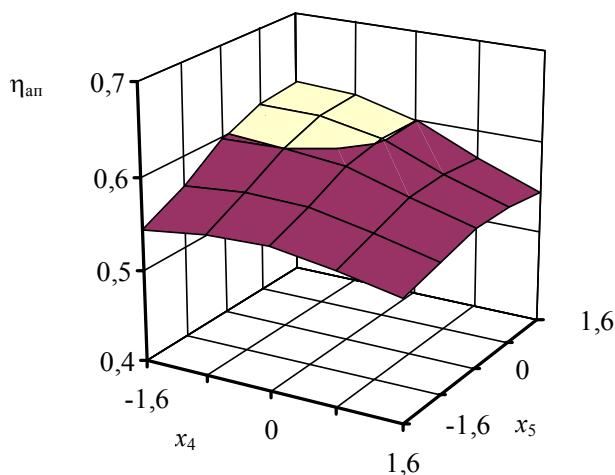


Рис. 3. Влияние коэффициентов жесткости $C_{сц}$ (x_4) и демпфирования $\eta_{сц}$ (x_5) на величину показателя $\eta_{уап}$ устойчивости АП при торможении

нажного АП в целом невелико. Однако не стоит и преуменьшать его. Как показали расчеты, влияние усилия наката, величина которого зависит от параметров СУ [2], на устойчивость малотоннажного АП при торможении значимо лишь в том случае, если в результате действия таких мощных возмущающих факторов, как неравномерность действия тормозных механизмов и самоповорот управляемых колес, происходит разворот тягача в горизонтальной плоскости. Если же величина этих факторов невелика, то влияние параметров СУ отражается, в основном, на показателях динамического взаимодействия звеньев и косвенно на эффективности торможения АП. Поэтому при выборе параметров СУ, в любом случае, необходимо стремиться к тому, чтобы минимизировать их негативное влияние на тормозные свойства малотоннажного автопоезда.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Железнов, Е. И. Повышение тормозных свойств малотоннажных автопоездов: монография / Е. И. Железнов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2000. – 144 с.
2. Железнов, Е. И. Исследование влияния параметров сцепного устройства на продольную устойчивость малотоннажного автопоезда / Е. И. Железнов, Р. Е. Железнов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2(89) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 5). – С. 21–24.

УДК 629.113

А. М. Ковалев, С. А. Митрошенко, В. В. Еронтаев*, Т. М. Расулов***ОБОСНОВАНИЕ СТРУКТУРЫ И ПАРАМЕТРОВ КИНЕМАТИЧЕСКОГО ВОЗМУЩЕНИЯ
СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ПОДВЕСОК АТС С УЧЕТОМ ОСОБЕННОСТЕЙ
ИХ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ**

*** Волгоградский государственный технический университет
Махачкалинский филиал Московского автомобильно-дорожного
государственного технического университета (МАДИ)**

(e-mail: ap@vstu.ru, mfmadi@dagestan.ru)

В статье приведено обоснование структуры и параметров кинематического возмущения стенда для испытания подвесок АТС с учетом особенностей их колебательной системы.

Ключевые слова: стенд для испытания подвесок, обоснование структуры, колебательная система.

The article provides a substantiation of the structure and parameters of the kinematics of perturbation of the test stand of the hangers PBX into account peculiarities of their oscillatory system.

Keywords: stand for testing pendants, substantiation of the structure, the oscillatory system.

Испытания узлов поддрессирования АТС и колес имеют важное значение, как для определения их характеристик, так и для дальнейшего совершенствования. В настоящее время применяются различные типы специальных и универсальных стендов. На промышленных предприятиях в основном применяют стенды, имеющие узкие функциональные возможности, предназначенные для ресурсных испытаний обычно какого-то одного типа подвески или колеса. Имеются стенды, которые предназначены для испытания подвесок легковых автомобилей. Они задают случайное кинематическое возмущение на все четыре колеса легкового автомобиля, однако эти стенды очень дороги, а их нагрузочные возможности ограничены. В частности на них нельзя испытывать подвески автобусов и грузовых автомобилей. Поэтому необходимо создание простого универсального многофункционального стенда, позволяющего при испытаниях различных типов подвесок и колес определять характеристики их виброзащитных свойств, в том числе в наиболее тяжелых режимах. Для обоснования структуры и параметров такого стенда рассмотрим особенности колебательной системы АТС.

Автомобиль является сложной механической системой, состоящей из большого числа масс с различными упругодемпфирующими связями. Поэтому в общем случае эквивалентная схема колебательной системы автомобиля достаточно сложна, так как включает поддрессоренную массу и несколько неподдрессоренных масс. Такие системы имеют большое число степеней свободы и совершают пространственные случайные колебания, поэтому для описа-

ния движения подобной системы требуется большое число дифференциальных уравнений второго порядка.

Однако для изучения колебаний в первом приближении удобнее пользоваться упрощенной плоской колебательной системой с тремя массами (рис. 1) [1]. Здесь поддрессоренная масса M включает массу кузова, двигателя, механизмов трансмиссий, пассажиров, водителя (у грузового автомобиля грузовую платформу, полезную нагрузку). Эти элементы в совокупности рассматриваются как твердое тело, имеющее две степени свободы – перемещение в вертикальном направлении и поворот в вертикальной плоскости. Неподдрессоренные массы m_1 и m_2 (передний и задний мосты вместе с колесами и частью массы рессор) имеют по одной степени свободы – вертикальные перемещения. Таким образом, система, имитирующая в рассматриваемом случае двухосный автомобиль (рис. 1), имеет четыре степени свободы.

В работе [1] показано, что если коэффициент распределения автомобиля $\varepsilon_y = \frac{J_y}{M l_1 l_2} = 1$,

где J_y – момент инерции поддрессоренной массы, то колебания передней и задней частей автомобиля становятся не связанными между собой, и их можно рассматривать независимо друг от друга. Поскольку для большинства современных автомобилей $0,8 < \varepsilon_y < 1,2$, то вместо эквивалентной системы на рис. 2 можно рассматривать две независимые двухмассовые колебательные системы с двумя степенями свободы каждая (рис. 2).

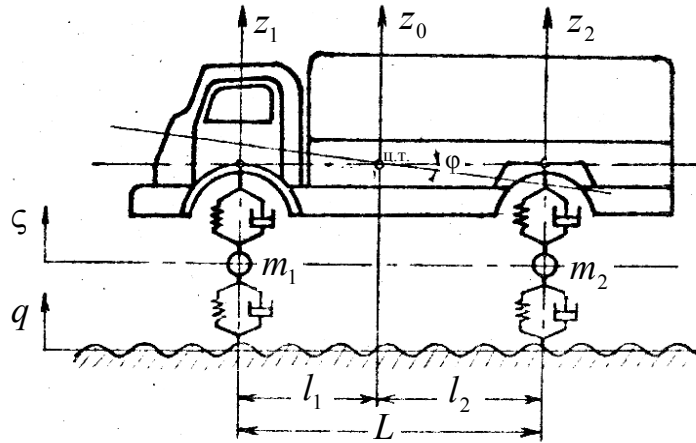


Рис. 1. Упрощенная схема колебательной системы двухосного автомобиля:

$$z_1 = z_0 + \phi l_1, \quad z_2 = z_0 - \phi l_2, \quad \dot{z}_1 = \dot{z}_0 + \dot{\phi} l_1, \quad \dot{z}_2 = \dot{z}_0 - \dot{\phi} l_2$$

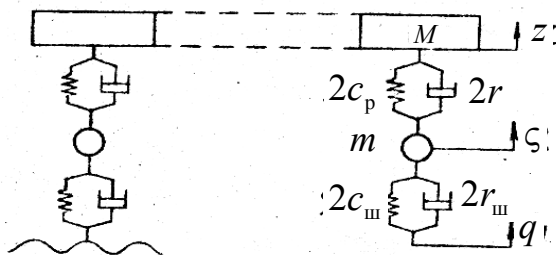


Рис. 2. Эквивалентная двухмассовая колебательная система автомобиля

Таким образом, по структуре стенд для испытания подвесок АТС может быть одноопорным, а испытываемая подвеска АТС или ее модель должна быть представлена двухмассовой колебательной системой.

На рис. 3 представлены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) перемещений и ускорений грузового автомобиля.

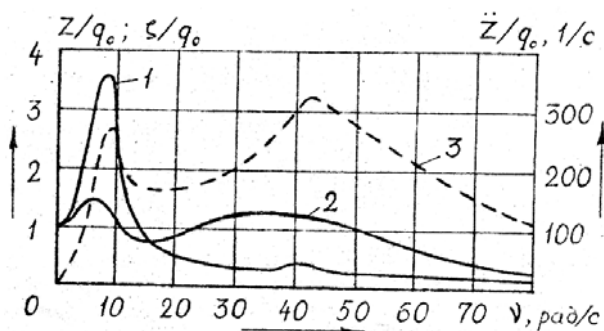


Рис. 3. АЧХ колебаний грузового автомобиля: 1, 2 – перемещения кузова и колес; 3 – ускорения кузова

Как видно из рисунка АЧХ имеют два максимума: низкочастотный резонанс, соответствующий колебаниям кузова на рессорах и высокочастотный резонанс, соответствующий ко-

лебаниям мостов на шинах. Поэтому для испытания подвески в наиболее тяжелом режиме нагружения стенд должен иметь возможность задавать двухчастотное кинематическое возмущение с частотами собственных колебаний подвески. Это особенно важно при использовании упругих и демпфирующих элементов нелинейными характеристиками, которые в последнее время находят все большее применение.

Амплитуда кинематического возмущения на стенде должна соответствовать высотам неровностей различных дорог. Значения среднеквадратической высоты и максимальной амплитуды неровностей дорог приведены в таблице. Из таблицы видно, что максимальные среднеквадратические амплитуды различных дорог существенно отличаются, поэтому стенд должен позволять быстро изменять амплитуду возмущения, причем желательно это делать в процессе колебаний. Максимальная амплитуда возмущения на стенде должна быть в 3 раза больше максимальной среднеквадратической амплитуды неровности булыжника удовлетворительного качества – 33,6 мм.

Характеристика неровностей различных дорог

Тип дорожного покрытия	Среднеквадратическая высота неровностей, мм	Максимальная среднеквадратическая амплитуда неровности, мм
Булыжник, удовлетворительного качества	13,5–22,4	11,2
Асфальт	8,0–12,5	6,25
Цементобетон	5,0–12,4	6,2

Всем описанным требованиям удовлетворяет универсальный стенд для испытания подвесок и колес автотранспортных средств кафедры «Автоматические установки» Волгоградского государственного технического университета [2].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ротенберг, Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания / Р. В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1960. – 355 с.
2. Новиков, В. В. Универсальный стенд для испытания подвесок и колес автотранспортных средств / В. В. Новиков, И. М. Рябов, В. И. Колмаков, К. В. Чернышов // Сборка в машиностроении, приборостроении. – М.: Машиностроение, 2008. – № 3. – С. 45–49.

УДК 629.113

Г. И. Мамити

РАСЧЕТНАЯ СХЕМА АВТОМОБИЛЯ

Горский государственный аграрный университет

(e-mail: avtofak.ggau@yandex.ru)

В статье приведена предпочтительная расчетная схема автомобиля и поставлена проблема определения результирующих реакций опорной поверхности на колеса автомобиля.

Ключевые слова: расчет, схема, автомобиль, результирующая касательная реакция опорной поверхности, колесо.

The article describes the preferred design model car and posed the problem of determining the resulting reactions on the surface of the supporting wheels of the car.

Keywords: calculation, diagram, car, resultant reaction tangential bearing surface, wheel.

В учебниках по теории автомобиля рассматриваются силы и моменты, действующие

на автомобиль во время его неравномерного движения на подъеме (рис. 1) [1], [2] и др.

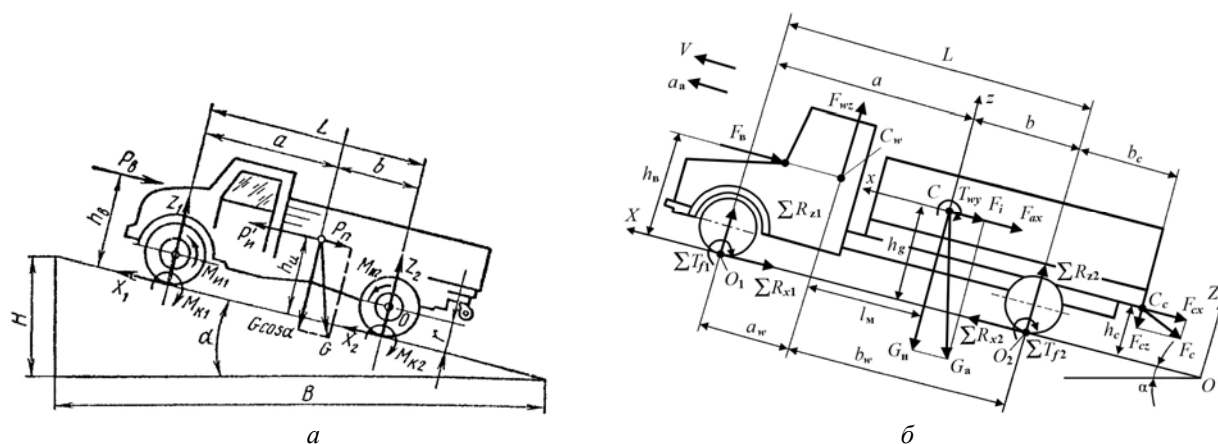


Рис. 1. Силы и моменты, действующие на автомобиль:
а – при замедлении [1] и б – при ускорении его движения [2]

Практически все авторы приводят свои схемы сил и моментов, действующих на автомобиль – у одних больше силовых факторов, у других – меньше.

Общим недостатком этих схем является дублирование силовых факторов. К примеру, если на схеме показаны суммарные (результирующие) продольные (касательные, окружные) реакции опорной поверхности, то незачем приводить действующие на колеса моменты, которыми они, эти силы, вызваны.

С научной и методической точки зрения предпочтительней приводить все действующие на колеса автомобиля силовые факторы в виде результирующих сил, как показано на рис. 2, а сами результирующие реакции на колеса автомобиля определять отдельно, исходя из сил и моментов, действующих в различных режимах движения на ведущие и ведомые колеса.

Рис. 1 и 2 взяты без изменений из цитируемой литературы, поэтому для их понимания раскрыем обозначения, к примеру, рис. 2, б.

Здесь, к центру C масс автомобиля с координатами a, b, h приложена сила тяжести G и сила инерции P_j , направленная противоположно ускорению j . На высоте h_w центра парусности

приложена сила P_w сопротивления воздуха. Кроме того, к буксирному крюку на высоте h_x может быть приложена сила P_x сопротивления прицепа.

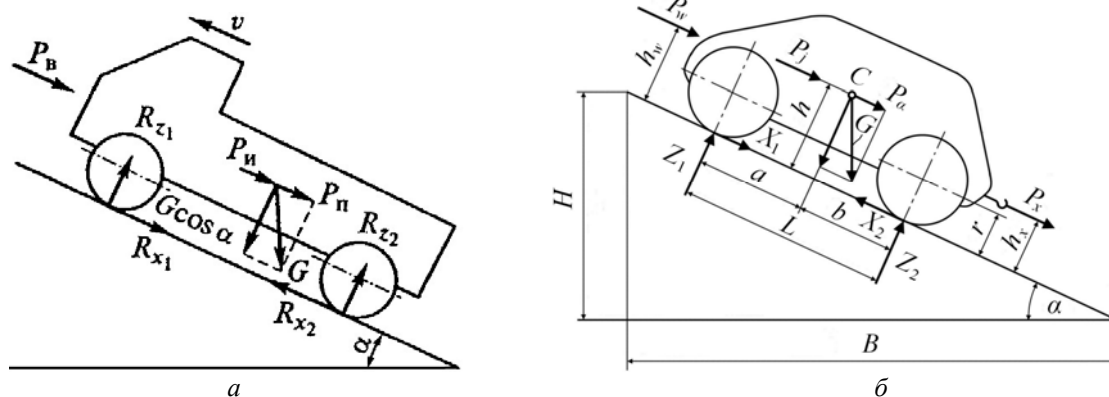


Рис. 2. Силы, действующие на автомобиль при разгоне на подъеме:
а – [3]; б – [4]

Со стороны дороги к колесам автомобиля приложены результирующие нормальных Z_1 и Z_2 и касательных X_1 и X_2 реакций. Индексы 1 и 2 при силовых факторах относятся соответственно к переднему ведомому и заднему ведущему колесам автомобиля. X_1 и X_2 представляют собой результирующие всех касательных сил, действующих в контакте ведомого и ведущего колес с опорной поверхностью:

$$X_1 = J_{k1}\epsilon_k/r + M_{f1}/r; \quad (1)$$

$$X_2 = (M_e - J_m\epsilon_m)i\eta/r - J_{k2}\epsilon_k/r + M_{f2}/r, \quad (2)$$

где M_e – эффективный крутящий момент двигателя; J_m – момент инерции маховика двигателя и связанных с ним деталей; ϵ_m – угловое ускорение маховика; $J_m\epsilon_m$ – инерционный момент противодействия ускоренному вращению маховика; i – передаточное число трансмиссии; η – коэффициент полезного действия трансмиссии; r – радиус качения колеса; J_{k1}, J_{k2} – моменты инерции передних и задних колес автомобиля; ϵ_k – угловое ускорение колес автомобиля; $M_{e1} = J_{k1}\epsilon_k, M_{e2} = J_{k2}\epsilon_k$ – инерционные моменты противодействия ускоренному вращению колес автомобиля; M_{f1}, M_{f2} – моменты сопротивления качению передних и задних колес автомобиля.

Проблема определения результирующих касательных реакций опорной поверхности на колеса автомобиля не решена удовлетворительно до сих пор. Важность затрагиваемой проблемы очевидна – без ее правильного решения невозможно верно составить и решить уравнение движения, определить скорость движения автомобиля – основной параметр, характеризующий его производительность, среднетехническую и максимальную скорость движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов, В. В., Основы теории автомобиля и трактора: учебник для вузов / В. В. Иванов, В. А. Иларионов, М. М. Морин и др. – М.: Высшая школа, 1970. – 224 с.
2. Кравец, В. Н. Теория автомобиля / В. Н. Кравец, В. В. Селифонов. – М.: ООО «Гринлайт», 2011. – 884 с.
3. Вахламов, В. К. Автомобили: Эксплуатационные свойства: учебник для вузов / В. К. Вахламов. – М.: ИЦ Академия, 2006. – 240 с.
4. Мамити, Г. И. Теория движения двухосной колесной машины. Механика эластичного колеса. Тяговая и тормозная динамика. Тяговый расчет. Моделирование процесса торможения. Топливная экономичность, маневренность, проходимость и плавность хода: учебник для вузов / Г. И. Мамити. – Владикавказ: Изд-во ФГБОУ ВПО «Горский госагроуниверситет», 2012. – 216 с.

УДК 629.03

С. И. Медведев

ОСОБЕННОСТИ ПОВЕДЕНИЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ДАВЛЕНИЯХ ВОЗДУХА В ШИНАХ

Бобруйский филиал Белорусского государственного экономического университета

(e-mail: medsim@rambler.ru)

Величина внутреннего давления в шине задается разработчиком с последующим проведением испытаний по выбору оптимального давления для каждого конкретного автотранспортного средства, а также оси автомобиля. На практике это требование не соблюдается. Проведенный комплекс лабораторно-дорожных испытаний шин показал необходимость их испытаний и позволил выдать рекомендации по оптимальному подбору давления в шинах передних и задних колес легкового автомобиля.

Ключевые слова: пневматическая шина, внутреннее давление, испытания, характеристики, автомобиль.

The value of the inflation pressure of tire, as rule, fixed by introducer with the next test operation on the choice of the optimum pressure for each particular vehicle as well as a shaft of automobile. However in practice this requirement isn't observed. The realized complex of laboratory-road experiments of tires showed the necessity of test operations and allowed to give recommendations for optimum selection of tire pressure of front and hind wheels of a light vehicle.

Keywords: pneumatic tire, intrinsic pressure, tests, characteristics, automobile.

На эксплуатационные характеристики автомобиля существенное влияние оказывают выходные характеристики шин. Функциональные свойства автомобиля определяются совокупностью его конструктивных параметров и выходных характеристик отдельных элементов, входящих в него, как сложную механическую систему. Шина является подсистемой автомобиля, взаимодействующей с дорожным покрытием и выполняющей функции поддерживающего, направляющего элементов и движителя. Поэтому в ряде научных работ исследователей автомобиля, шина выделяется в виде отдельной подсистемы в более сложных системах, например, в системе «дорога – шина – автомобиль – водитель» [4].

Современный уровень эксплуатационных свойств автотранспортных средств, а также дальнейший прогресс в совершенствовании ав-

томобилей не может быть, достигнут без определенного уровня показателей выходных характеристик шин. Задача эта достаточно сложна, так как необходимо владеть не только методами определения выходных характеристик шин, но и знать, как влияют на эти характеристики параметры ее.

Как известно, шины оказывают влияние, практически, на все характеристики автомобиля [1], [5]. На рис. 1 отмечены важнейшие факторы шин, влияющие на эксплуатационные характеристики автомобиля.

Один и тот же автомобиль с одними и теми же элементами подвески и рулевого управления в зависимости от характеристики шин может иметь различные показатели устойчивости и управляемости, тормозные качества, а также топливно-экономические и тягово-сцепные характеристики.

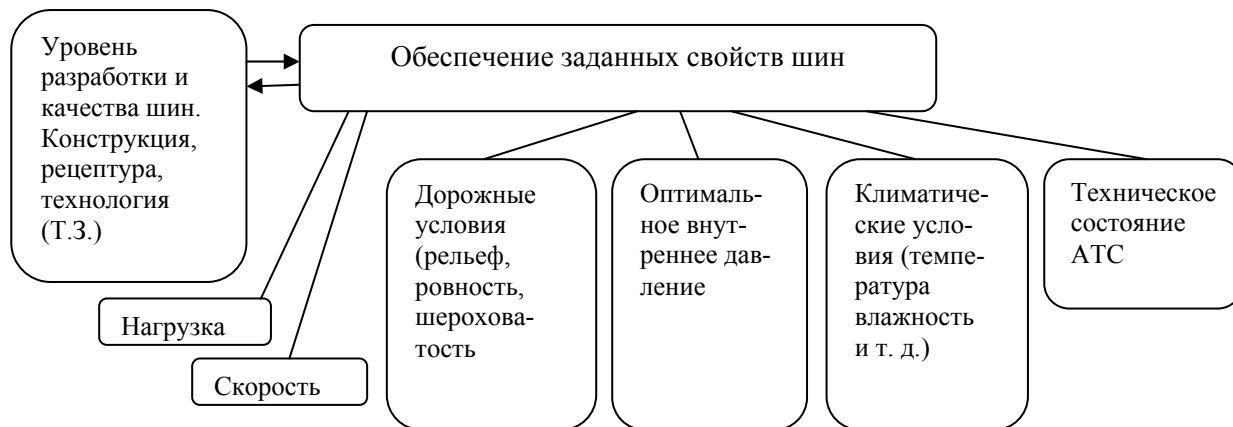


Рис. 1. Внешние эксплуатационные факторы, влияющие на выходные качественные показатели шин

Из рис. 1 следует, что главным фактором, влияющим на выходные показатели шин, является обеспечение внутреннего давления в шинах, которое оказывает влияние на сопротивление боковому уводу, стабилизирующий момент, боковую и угловую жесткости, характер их изменения в зависимости от вертикальной нагрузки, скорости, дорожных условий и других факторов. Поэтому одним из условий обеспечения уровня положительных эксплуа-

тационных характеристик, заложенных в шинах, является соблюдение норм внутреннего давления в них. Величина внутреннего давления в шине, как правило, задается разработчиком с последующим проведением испытаний выбора оптимального давления для каждого конкретного автотранспортного средства, а также оси автомобиля. На рис. 2 приведена схема выбора оптимального внутреннего давления в шине.

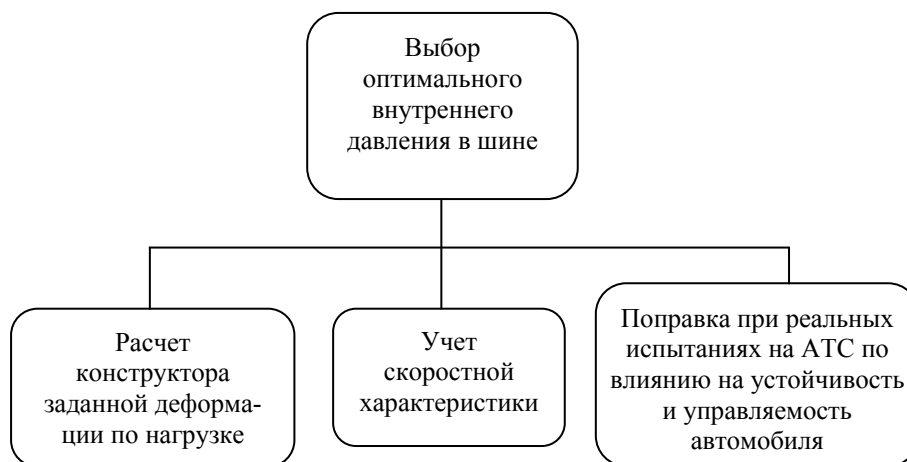


Рис. 2. Выбор оптимального внутреннего давления в шине

Кроме характеристик, зависящих от внутреннего давления в шинах, указанных выше, большое значение имеет поддержание оптимального давления воздуха в шинах в условиях реальной эксплуатации. В связи с тем, что снижение внутреннего давления в шине влияет на такие факторы, как ухудшение безопасности из-за изменения уводных характеристик, сцепления шин с дорогой, увеличение сопротивления качению, что приводит к повышенному расходу топлива и выделению вредных веществ в отработанных газах двигателя и другие эксплуатационные характеристики не только шины, но и автомобиля как системы в целом. Из-за несоблюдения внутреннего давления в шинах, происходит ее разрушение от необратимых тепловых процессов, а также снижение долговечности.

Анализ проверок автохозяйств в советский период ПО «Бобруйскшина»[2] позволил сделать вывод, что несоблюдение норм внутреннего давления в шинах по всему автопарку, находящемуся под наблюдением этого завода показал, что более 50 % общих потерь ресурса ходимости шин происходит в связи с невыполнением норм внутреннего давления.

Для выяснения оценки влияния внутреннего давления воздуха в шинах на технико-эксплуа-

тационные качества автомобиля ВА3-2112, был проведен комплекс исследований в НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» г. Дмитров Московской обл.

Исследования проводились при давлениях воздуха в шинах передних и задних колес автомобиля соответственно 200, 220, 240 кПа. Тормозные качества автомобиля на сухом и мокром покрытии оценивались с использованием АБС тормозов. Испытания проводились на сухом и мокром покрытии горизонтальной площадки с асфальтобетонным покрытием при температуре окружающего воздуха $(25 \pm 5) ^\circ\text{C}$. Скорость ветра не превышала 3 м/с без порывов. Перед проведением зачетных испытательных заездов проводился разогрев шин и агрегатов автомобиля протяженностью 50 км со средней скоростью автомобиля 90 км/ч по скоростной дороге. Поскольку, теоретически повышение давления влияет положительно на топливно-экономические показатели, рассмотрим, как влияет изменение давления на другие показатели.

Результаты исследований влияния внутреннего давления шин 185/60 R14 модели P6000 фирмы «Пирелли» на тормозные качества и показатели устойчивости и управляемости автомобиля ВА3-2112 представлены в таблице.

Тормозные качества и показатели устойчивости и управляемости автомобиля ВАЗ-2112

Технико-эксплуатационные показатели	Давление в шинах, кПа		
	200	220	240
Тормозной путь, м:			
– на сухом покрытии	32,33	29,09	29,74
– на мокром покрытии	34,61	31,49	31,70
Устойчивость и управляемость при выполнении маневра «вход в поворот», км/ч:			
– на сухом покрытии	76,50	72,67	70,30
– на мокром покрытии	67,00	60,90	60,56

Из анализа таблицы следует, что тормозной путь на сухом и мокром покрытии, уменьшается при увеличении давления в шинах передних и задних колес до 220 кПа, а затем несколько увеличивается по отношению к этой величине давлений.

При выполнении маневра «вход в поворот», скорость прохождения его снижается и при давлении в шинах передних и задних колес 220 кПа на сухом дорожном покрытии составляет – 5 % и соответственно при давлении 240 кПа, эта разница увеличивается в сторону ухудшения до 8,11 %. В случае, выполнения этого же маневра на мокром дорожном покрытии, эта разница соответственно составляет 9,1 % при

давлении в шинах передних и задних колес 220 кПа и 9,6 % при давлении 240 кПа в сторону ухудшения.

С целью подтверждения оценки определения оптимального давления в шинах, проведены дополнительные испытания в соответствии ГОСТ Р 52302–2004[3] по установившимся реакциям автомобиля.

Для проведения исследований в дорожных условиях была использована специальная аппаратура фирмы «CORRSYS DATRON». Комплект аппаратуры включает в себя приборы и датчики. Характер протекания установившихся реакций автомобиля при различных вариантах давления воздуха в шинах представлен на рис. 3.

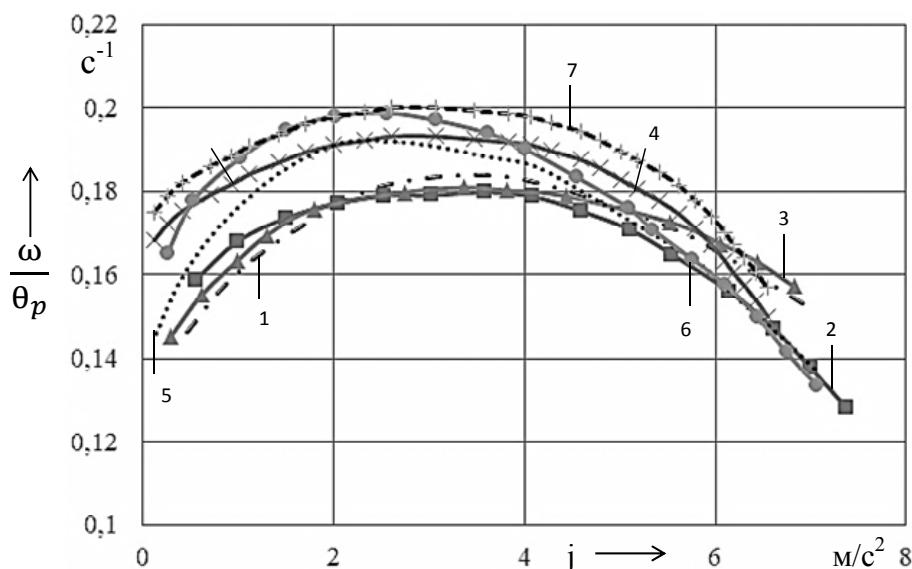


Рис. 3. Установившиеся реакции автомобиля:
 1 – $P_{п}=200$ кПа $P_{з}=180$ кПа; 2 – $P_{п}=180$ кПа $P_{з}=200$ кПа; 3 – $P_{п}=180$ кПа $P_{з}=180$ кПа; 4 – $P_{п}=200$ кПа $P_{з}=200$ кПа; 5 – $P_{п}=180$ кПа $P_{з}=220$ кПа; 6 – $P_{п}=200$ кПа $P_{з}=220$ кПа; 7 – $P_{п}=220$ кПа $P_{з}=220$ кПа.

Из анализа рис. 3 отмечается, что при различных давлениях воздуха в шинах «крутизна» протекания кривой из недостаточной поворачи-

ваемости в избыточную несколько смещается в сторону малых боковых ускорений. На величину установившихся реакций автомобиля

существенное влияние оказывает изменение давления воздуха в шине. Установившиеся реакции автомобиля на шинах с различным давлением воздуха, в шинах передних и задних колес, носят характер недостаточной поворачиваемости, переходящую в избыточную при более высоких боковых ускорениях. Учитывая, результаты испытаний по тормозным качествам автомобиля и оценку влияния давления воздуха в шинах на управляемость и устойчивость автомобиля, при улучшении топливно-экономических показателей, можно рекомендовать оптимальное давление воздуха в шинах передних и задних колес – 200 кПа (2 кгс/см²) или в шинах передних колес – 200 кПа (2 кгс/см², задних – 220 кПа (2,2 кгс/см²).

Таким образом, по результатам комплекса исследований автомобиля ВАЗ-2112, следует отметить, что наиболее приемлемым вариантом

оптимального давления воздуха в шинах передних и задних колес является 220 кПа. Проведенный комплекс испытаний доказал необходимость проведения подобных испытаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кнороз, В. И. Работа автомобильной шины / В. И. Кнороз. – М.: Транспорт, 1976. – 338 с.
2. Медведицков, С. И. Влияние износа шин на характеристики увода колеса, устойчивость и управляемость автомобиля: дис. ... канд. техн. наук: 14.06.1989 / С. И. Медведицков. – Волгоград, 1988. – 182 л.
3. Управляемость и устойчивость. Автотранспортные средства. Технические требования. Методы испытаний: ГОСТ Р 52302 – 2004. – Введ. 01.01.2006. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2005. – 31 с.
4. Хачатуров, А. А. Динамика системы «дорога – шина – автомобиль – водитель» / А. А. Хачатуров. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
5. Эллис, Д. Р. Управляемость автомобиля / Д. Р. Эллис. – М.: Машиностроение, 1975. – 215 с.

УДК 629.113

С. Х. Плиев, В. Г. Васильев

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ВЫСОТЫ ПРЕОДОЛЕВАЕМОГО КОЛЕСНОЙ МАШИНОЙ ВЕРТИКАЛЬНОГО ПРЕПЯТСТВИЯ

Горский государственный аграрный университет

(e-mail: avtofak.ggau@yandex.ru)

В статье приведена последовательность расчета высоты преодолеваемого вертикального препятствия колесными машинами.

Ключевые слова: расчет, высота, преодоление, вертикальное препятствие, колесная машина.

The article describes the sequence of calculating the height of the obstacles overcome by the vertical wheel machines.

Keywords: calculation, height, overcoming, vertical obstacles, wheel machine.

Если машина полноприводная, то на передние колеса будут действовать (рис. 1): G_1 – часть силы тяжести, приходящаяся на переднюю ось; P_1 – толкающая сила, создаваемая силами тяги задних колес; P_2 – сила сопротивления качению задних колес; M_1 – крутящий момент, подведенный к передней оси машины от двигателя; R – радиальная реакция кромки (границы) A препятствия в момент, когда нормальная реакция опорной поверхности, направленная по вертикальному диаметру, становится равной нулю; P – сила тяги, развиваемая передними колесами на границе A моментом M_1 . Здесь и далее индексы 1 и 2 относятся к силовым факторам, связанным с передней и задней осями машины.

Если рассматривается заднеприводная колесная машина, то из схемы сил рис. 1 следует исключить M_1 и P , если переднеприводная – то P_1 .

Проходимость любой машины при наличии вертикального препятствия оценивается высотой h , которую колесная машина может преодолеть (рис. 1).

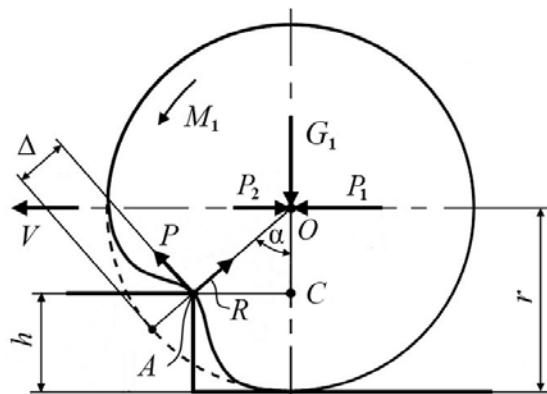


Рис. 1. Силы, действующие на передние колеса полноприводной колесной машины при преодолении вертикального препятствия высотой h

Так, согласно разработанному алгоритму все решения [1–3] по определению максимальной высоты преодолеваемого препятствия можно представить в наиболее компактном виде, одинаковом для всех рассматриваемых машин, как

$$h = r - (r - \Delta) \cos \alpha, \quad (1)$$

где r – свободный радиус колеса; Δ – радиальный прогиб (деформация) шины; α – угол между направлениями реакции R кромки препятствия и части силы тяжести G_1 , приходящейся на переднюю ось автомобиля.

Уравнение (1), общее для всех колесных машин, содержит угол α , который зависит от схемы привода ведущих колес и определяется по следующим формулам для автомобиля:

– полноприводного

$$\alpha = \arctg \frac{\varphi_A G_1 + (\varphi_x - f) G_2}{G_1 - \varphi_A (\varphi_x - f) G_2}; \quad (2)$$

– переднеприводного

$$\alpha = \arctg \frac{\varphi_A G_1 - f G_2}{G_1 + \varphi_A f G_2}; \quad (3)$$

– заднеприводного

$$\alpha = \arctg(\varphi_x - f) \frac{G_2}{G_1}, \quad (4)$$

где φ_x – коэффициент сцепления шин задней оси колесной машины с опорной поверхностью; f – коэффициент сопротивления качению колес машины; G_1 и G_2 – части силы тяжести колесной машины, приходящиеся на переднюю и заднюю ее оси; φ_A – коэффициент сцепления шин передней оси колесной машины с гранью A препятствия.

Формулы (1)–(4) в более удобном для расчета виде можно представить, если тригонометрическую функцию $\cos \alpha$ выразить как

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \tg^2 \alpha}} = \frac{1}{\sqrt{1 + k^2}}. \quad (5)$$

Тогда они приобретут следующий вид:

$$h = r \left[1 - (1 - \Delta/r) / \sqrt{1 + k^2} \right], \quad (6)$$

где для автомобиля:

– полноприводного

$$k = \frac{\varphi_A G_1 + (\varphi_x - f) G_2}{G_1 - \varphi_A (\varphi_x - f) G_2}; \quad (7)$$

– переднеприводного

$$k = \frac{\varphi_A G_1 - f G_2}{G_1 + \varphi_A f G_2}; \quad (8)$$

– заднеприводного

$$k = \frac{(\varphi_x - f) G_2}{G_1}. \quad (9)$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мамити, Г. И. Преодоление вертикального препятствия заднеприводной колесной машиной с места / Г. И. Мамити, С. Х. Плиев, Э. К. Гутиев, В. Г. Васильев // Известия ФГБОУ ВПО «Горский ГАУ» / Научно-теоретический журнал. Т. 49, ч. 4. – Владикавказ: Изд-во «Горский госагроуниверситет», 2012. – С. 213–216.
2. Мамити, Г. И. Преодоление вертикального препятствия переднеприводной колесной машиной с места / Г. И. Мамити, С. Х. Плиев, Э. К. Гутиев, В. Г. Васильев // Известия ФГБОУ ВПО «Горский ГАУ» / Научно-теоретический журнал. Т. 50, ч. 1. – Владикавказ: Изд-во «Горский госагроуниверситет», 2013. – С. 177–180.
3. Мамити, Г. И. Преодоление вертикального препятствия полноприводной колесной машиной с места / Г. И. Мамити, С. Х. Плиев, Э. К. Гутиев, В. Г. Васильев // Известия ФГБОУ ВПО «Горский ГАУ» / Научно-теоретический журнал. Т. 50, ч. 1. – Владикавказ: Изд-во «Горский госагроуниверситет», 2013. – С. 181–183.

УДК 629.017

А. А. Ревин

НЕОБХОДИМОСТЬ УЧЕТА ДИНАМИКИ ДИФФЕРЕНТА КУЗОВА АВТОМОБИЛЯ В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ ПРИ ОЦЕНКЕ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: revin@vstu.ru)

Сделан вывод о необходимости учета динамики дифферента кузова автомобиля при решении задач курсовой устойчивости в режиме торможения.

Ключевые слова: курсовая устойчивость, дифферент кузова автомобиля.

Concluded the need to consider the dynamics of the car body trim in solving stability during braking.

Keywords: stability of movement of cars, a trim of the car body.

В связи с появлением в последнее время публикаций, посвященных проблеме устойчи-

вости движения автомобиля в режиме торможения и, в частности, влияния на курсовую ус-

тойчивость дифферента и крена кузова [1, 2], считаю необходимым высказать свое мнение по данному вопросу.

Для режима торможения характерно действие приложенной к центру масс силы инерции, величина которой зависит, с одной стороны, от усилия нажатия водителем на педаль и, с другой, от реализованного значения сцепления пары «шина-дорога». При этом ее величина определяется по известной зависимости

$$P_{ин} = G j_x; \quad (1)$$

где G – масса автомобиля; j_x – реализованное замедление.

Следовательно, в режиме торможения в продольной плоскости на поддрессоренные массы автомобиля действует мощное возмущение в виде момента, величина которого, с одной стороны, пропорциональна силе инерции $P_{ин}$ и с другой – высоте центра масс автомобиля. Действие момента сопровождается дифферентом кузова вследствие наличия упругодемпфирующей связи последнего с колесами автомобиля. Данный процесс приводит к перераспределению нормальных нагрузок на передних и задних колесах, естественно, в пользу передних.

Явление перераспределения нормальных нагрузок между передними и задними осями автомобиля еще в семидесятых годах прошлого века учел А. Б. Гредескул, что позволило ему сформулировать положение об оптимальном передаточном числе в тормозном приводе автомобиля с целью достижения одновременной блокировки колес передней и задней осей при экстренном торможении в определенном диапазоне изменения коэффициента сцепления или опережающей блокировки колес передней оси для обеспечения курсовой устойчивости. Однако динамика процесса дифферента при этом не учитывалась, а изменение нормальных реакций на колеса осей считалось пропорциональным действующему моменту от сил инерции.

Г. М. Косолапов и В. А. Хитин, творчески развивая данное положение, с учетом неравномерности действия тормозных механизмов, получили уточненные значения величин передаточных чисел тормозного привода для достижения опережающей блокировки колес передней оси, что нашло блестящее подтверждение у короткобазных автомобилей с высоким расположением центра масс производства Ульяновского автомобильного завода и позволило заводчанам не только успешно пройти сертификационные испытания, но и запустить в производство автомобили повышенной проходимости.

Наличие упругой связи кузова с задней осью автомобиля с классической компоновкой и, следовательно, изменение расстояния между задним мостом и соответствующей точкой кузова при изменении дифферента используется в качестве задающего параметра в подавляющем числе регуляторов тормозных сил РТС, работа которых заключается в изменении сечения тормозной магистрали в заднем контуре тормозов при определенном ходе подвески, т. е. передаточного соотношения в тормозном приводе. Тем самым создаются предпосылки для исключения блокировки задних колес и потери устойчивости по этой причине.

Наиболее ярко это проявляется у короткобазных автомобилей с высоким расположением центра масс. На рисунке представлена фотография, где запечатлено явление отрыва задних колес автомобиля-фургона от дорожного полотна в ходе первоначального «клевок», неоднократно зафиксированное автором статьи при испытании автомобиля на покрытии с высоким коэффициентом сцепления $\phi_{юз} = 0,73$ (взлетно-посадочная полоса аэродрома). При этом также фиксировалось касание ограничителей хода рессор передней подвески (пробой подвески).

Безусловно, такое явление может возникать у отдельных конструкций автомобилей при торможении на поверхности с высокими значениями коэффициента сцепления и больших величинах продольного замедления. Однако даже на легковых автомобилях с РТС при описании влияния технического состояния регулятора на курсовую устойчивость потребовался учет динамики изменения угла дифферента [4], не говоря уже о задачах формирования эксплуатационных свойств автомобиля с АБС за счет выбора структуры управления [3].



Явление отрыва заднего колеса автомобиля-фургона в процессе экстренного торможения на поверхности типа «сухой асфальтобетон»

Динамику движения кузова по углу дифферента можно описать с помощью дифференциального уравнения вида

$$\ddot{\lambda}_n = (\Sigma R_{zp2} b_k - \Sigma R_{zp1} a_k - m_n h_{kj} \ddot{x}) / J_{ky}, \quad (2)$$

где J_{ky} – момент инерции кузова вокруг поперечной оси; ΣR_{zp1} – суммарная нормальная реакция на соответствующей оси; h_k – высота центра подрессоренных масс.

Динамика изменения величин нормальных реакций на колесах автомобиля в течение процесса торможения описывается следующей зависимостью

$$R_{zpj}^i = c_{pj} (z_{kj}^i - z_{aj}^i) + h_{pj} (\dot{z}_{kj}^i - \dot{z}_{aj}^i) + R_{z0j}, \quad (3)$$

где c_{pj} – нормальная жесткость упругого элемента, с учетом явления пробоя подвески (характерно для экстренного торможения); h_{pj} – демпфирование в амортизаторе; R_{z0j} – статическая нагрузка на колесе; z_{kj}^i – характеристики микропрофиля полотна дороги.

Из приведенной формулы вытекает важное следствие – изменение нормальных реакций в пятне контакта колес с дорогой R_{zpj}^i во многом определяется динамикой дифферента кузова (углом и скоростью его изменения), а также рядом других факторов: величиной неподрессоренных масс автомобиля, нормальной жесткостью и демпфированием в шине и т. п. В свою очередь, устойчивость автомобиля в режиме торможения во многом зависит от величины действующего в горизонтальной плоскости поворачивающего момента, который обусловлен неравномерностью действия тормозных механизмов (ГОСТР 51709–2001 в эксплуатации допускает 20 %-ю неравномерность для дисковых тормозов и 25 %-ю – для барабанных), поперечной неравномерностью коэффициента сцепления («микст»), самоповоротом управляемых колес в пределах податливости в элементах рулевого привода (зазоры и упругость в шарнирах), несоответствием кинематики подвески и рулевого управления, отклонением осей при крене кузова и т. п.

Из вышеперечисленного следует главный вывод – *реализованные в пятне контакта колес автомобиля нормальные реакции оказывают решающее влияние на курсовую устойчивость автомобиля при торможении*. Как частный случай можно рассматривать явление периодического блокирования и разблокирования колес автомобиля без ABS, наблюдаемое у груженого автомобиля с высоким расположением центра масс при изменении угла дифферента, что неоднократно фиксировалось в процессе дорожных испытаний [3, 4].

Поэтому заключение авторов работы [1] о том, что «при рассмотрении задач устойчивости движения автомобиля при торможении углы крена и тангажа (дифферента) кузова учитывать не нужно» можно воспринимать как частное заключение для определенной компоновки и конструкции подвески автомобиля или следствие некорректной обработки показаний датчиков при эксперименте. На последнее указывает полученное различие в углах дифферента для передней и задней частей кузова автомобиля, что возможно лишь при существенной его деформации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Балакина, Е. В. Нужно ли учитывать крен и дифферент кузова при оценке устойчивости движения АТС при торможении? / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 2. – С. 17–19.
2. Балакина, Е. В. Определение целесообразности учета углов дифферента кузова в задачах исследования устойчивости движения автомобиля / Е. В. Балакина // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2(89) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 5). – С. 5–9.
3. Ревин, А. А. Модель для исследования влияния технического состояния РТС на тормозную динамику легкового автомобиля / А. А. Ревин, А. М. Аванесян // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 12(85) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 4). – С. 115–117.
4. Ревин, А. А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с ABS в режиме торможения: монография / А. А. Ревин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2002. – 372 с.

УДК 656.113.

И. М. Рябов, Д. М. Ханин, М. М. Мамакурбанов **РАСЧЕТ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ НА ПОВОРОТЕ АВТОМОБИЛЯ** **С НЕЗАКРЕПЛЕННЫМ ГРУЗОМ В КУЗОВЕ**

Волгоградский государственный технический университет
Махачкалинский филиал Московского автомобильно-дорожного
государственного технического университета (МАДИ)
(e-mail: ap@vstu.ru, mfmadi@dagestan.ru)

В статье приведена методика расчета критической скорости на повороте грузового автомобиля с незакрепленным грузом в кузове.

Ключевые слова: автомобиль, незакрепленный груз, критическая скорость.

In the article the technique of calculating the critical speed of the turn of the freight car with loose weight in the back of the.

Keywords: the car, a loose cargo, the critical speed.

При перевозке груза на поддонах в автофургонах его, как правило, не закрепляют. Это приемлемо когда груз занимает практически всю площадь пола кузова. Однако в случае неполного использования площади пола кузова и полного использования грузоподъемности автомобиля возможны различные варианты его размещения (рис. 1), которые имеют некоторые недостатки:

- при размещении поддонов с грузом в передней части кузова (рис. 1, а) возникает значительная перегрузка переднего моста;
- при размещении поддонов в средней части кузова (рис. 1, б) возможно опрокидывание груза при экстренном торможении;
- при размещении поддонов с грузом в один ряд в середине кузова (рис. 1, в) возможно опрокидывание груза на повороте.

Последний вариант размещения груза не имеет недостатков двух первых вариантов, но при его использовании нельзя на поворотах превышать критическую скорость по устойчивости груза. Поэтому определение критической скорости на повороте автомобиля с незакрепленным грузом в кузове представляет интерес.

Для определения критической скорости на повороте грузового автомобиля с незакрепленным грузом необходимо рассмотреть устойчи-

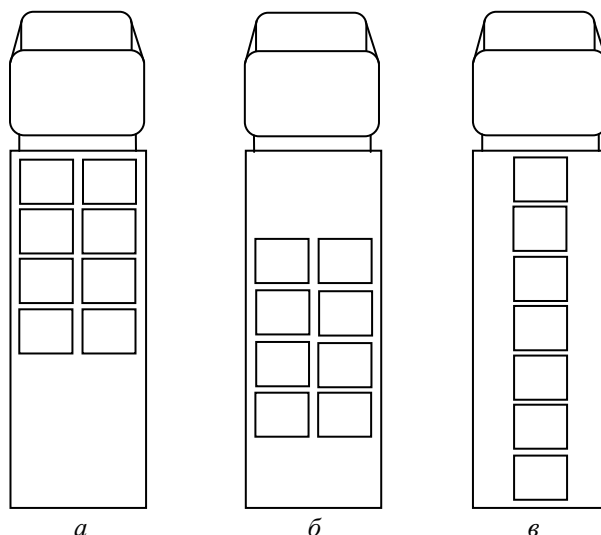


Рис. 1. Возможные варианты размещения поддонов в кузове автомобиля с учетом полного использования грузоподъемности и 60 %-го использования площади пола кузова: а – размещение поддонов в передней части кузова (перегрузка переднего моста); б – размещение поддонов в средней части кузова (возможно опрокидывание груза при экстренном торможении); в – размещение поддонов с грузом в один ряд в середине кузова (возможно опрокидывание груза при повороте)

вость груза с учетом крена кузова. Схема для определения коэффициента устойчивости незакрепленного груза с учетом крена кузова на повороте приведена на рис. 2.

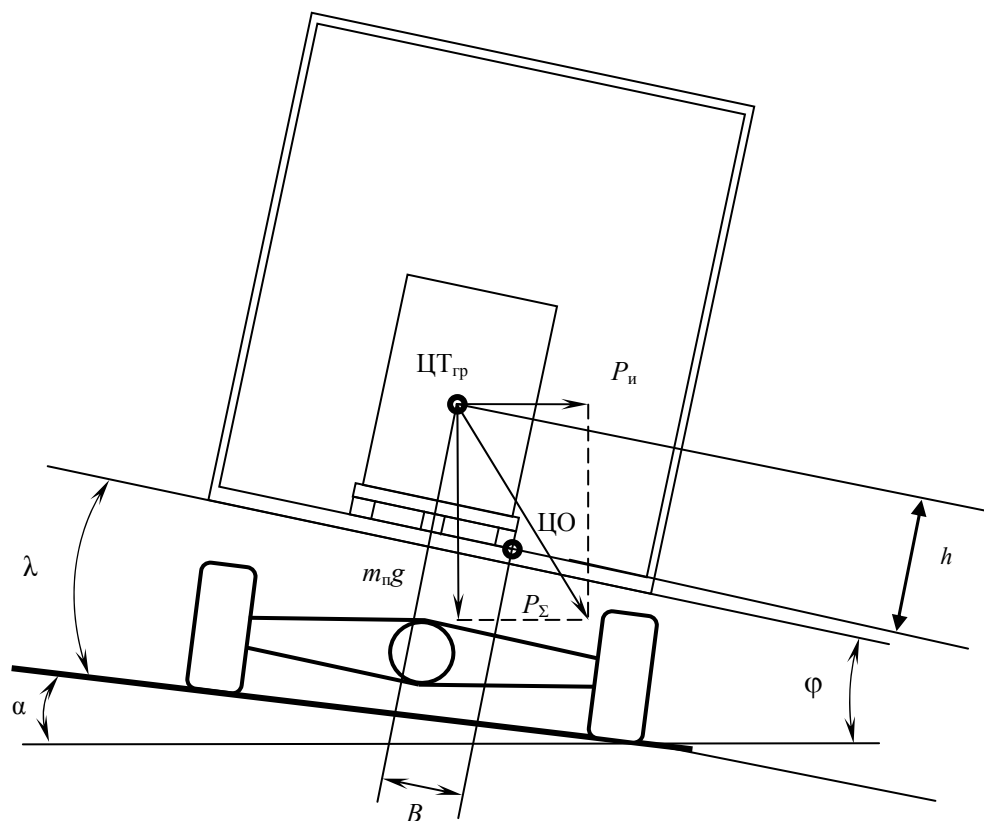


Рис. 2. Схема для определения коэффициента устойчивости незакрепленного груза с учетом крена кузова на повороте

При повороте возможно скольжение или опрокидывание груза [1]. Условие скольжения:

$$m_n g f_{\text{тр}} < P_{\text{и}}, \quad (1)$$

соответственно, условие отсутствия скольжения:

$$m_n g f_{\text{тр}} > P_{\text{и}}, \quad (2)$$

где m_n – масса поддона с грузом; g – ускорение свободного падения; $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения между поддоном и полом кузова; $P_{\text{и}}$ – центробежная сила инерции, действующая на груз.

Момент, опрокидывающий груз относительно центра опрокидывания (ЦО) с учетом крена кузова, можно определить по формуле

$$M_{\text{оп}} = P_{\text{и}} [h \cos \varphi + B \sin \varphi], \quad (3)$$

где h – высота центра масс груза от пола кузова; B – половина ширины поддона; $\varphi = \alpha + \lambda$ – угол крена кузова относительно горизонтальной плоскости; α – угол уклона поверхности дороги относительно горизонтальной плоскости; λ – угол крена кузова относительно поверхности дороги, который может быть рассчитан по формуле

$$\lambda = \arcsin \frac{R_{\text{бmax}} - R_{\text{бmin}}}{c_n \cdot B_p}, \quad (4)$$

где $R_{\text{бmax}}$ и $R_{\text{бmin}}$ – соответственно максимальная и минимальная нагрузки на рессоры бортов; c_n – угловая жесткость подвески с учетом стабилизатора поперечной устойчивости; B_p – расстояние между рессорами бортов.

Из равенства моментов, создаваемых центробежной силой инерции автомобиля P_y и силами, возникающими при деформации рессор, следует:

$$h_a P_y \cos \lambda = (R_{\text{бmax}} - R_{\text{бmin}}) B_p, \quad (5)$$

где h_a – высота расположения центра масс автомобиля.

Из формул (4) и (5) получим:

$$\lambda = \arctg \frac{h_a P_y}{c_n B_p^2}. \quad (6)$$

Момент, удерживающий груз от опрокидывания, создается весом груза и поддона:

$$M_y = G_n [B \cos \varphi - h \sin \varphi], \quad (7)$$

где G_n – вес груза и поддона ($G_n = m_n g$); B – половина ширины поддона.

Введем показатель устойчивости груза в кузове

$$\delta = \frac{M_y}{M_{\text{оп}}} = \frac{G_n}{P_{\text{и}}} \cdot \frac{\frac{B}{h} \cos \varphi - \sin \varphi}{\cos \varphi + \frac{B}{h} \sin \varphi}. \quad (8)$$

Положение груза в кузове устойчиво, когда этот показатель больше единицы.

Отношение плеч удерживающего и опрокидывающего груз моментов в автомобиле, стоящем на горизонтальной поверхности, $B/h = \eta_0$ является коэффициентом поперечной устойчивости груза в кузове [1]. Тогда, при наличии крена кузова автомобиля, вызванного центробежной силой инерции на повороте связь между показателем устойчивости и коэффициентом поперечной устойчивости определится выражением:

$$\delta = \frac{G_n}{P_{\text{и}}} \cdot \frac{\eta_0 \cos \varphi - \sin \varphi}{\cos \varphi + \eta_0 \sin \varphi} = \frac{g}{j_a} \cdot \frac{\eta_0 - \text{tg} \varphi}{1 + \eta_0 \text{tg} \varphi}, \quad (9)$$

где j_a – центростремительное ускорение автомобиля.

Из выражения (5) выделим коэффициент

$$\eta = \frac{\eta_0 - \text{tg} \varphi}{1 + \eta_0 \text{tg} \varphi}, \quad (10)$$

являющийся коэффициентом устойчивости груза в кузове при крене кузова.

Графики, построенные по формуле (10), приведены на рис. 3.

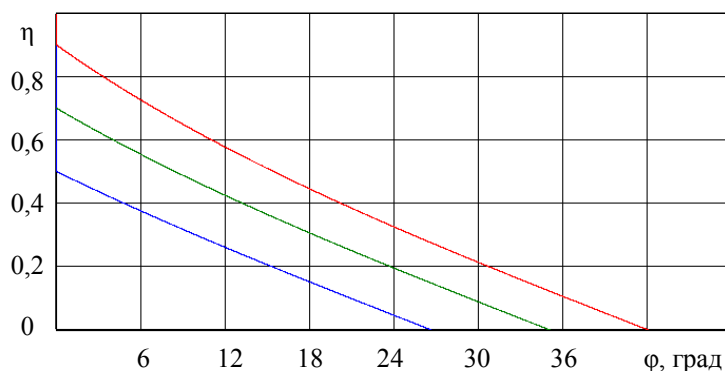


Рис. 3. Зависимость коэффициента устойчивости груза в кузове при крене кузова от угла крена кузова (с учетом уклона дороги $\alpha = 3$ градуса) при различных значениях коэффициента поперечной устойчивости груза

Из рис. 3 видно, что коэффициент устойчивости груза в кузове уменьшается пропорционально росту угла крена кузова относительно горизонтальной плоскости.

Поперечная сила инерции, действующая на автомобиль на повороте [2],

$$P_y = \frac{G_a}{g} \left(\frac{v_a^2}{3,6^2 R} + \xi \frac{L}{R} \frac{dv_a}{dt} + \xi \frac{v_a}{3,6} \frac{L^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right), \quad (11)$$

где G_a – вес автобуса; $\xi = \frac{b}{L}$ – коэффициент расположения центра масс; b – расстояние от ЦМ автомобиля до заднего моста; L – база автомобиля; v_a – скорость автомобиля; R – радиус поворота автомобиля; θ – средний угол поворота управляемых колес.

Поскольку рассматривается равномерное движение по окружности, то $\frac{dv_a}{dt} = 0$ и $\frac{d\theta}{dt} = 0$. Тогда

$$\eta = \frac{j_a}{g} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \varphi) = \frac{P_y}{m_a g} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \varphi), \quad (12)$$

где m_a – масса автомобиля.

$$\eta = \frac{v_a^2}{3,6^2 R g} \cdot \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \varphi). \quad (13)$$

Отсюда уравнение для определения критической скорости на повороте

$$v_{a \text{ кр}}^2 - 3,6^2 R g \eta \operatorname{ctg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \varphi) = 0, \quad (14)$$

и общее решение этого уравнения

$$v_{a \text{ кр}} = 3,6 \sqrt{R g \eta \operatorname{ctg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \varphi)}. \quad (15)$$

Таким образом, получена формула для расчета критической скорости на повороте для автомобиля с незакрепленным грузом в кузове.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Литвинов, А. С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А. С. Литвинов, Я. Н. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.: ил.
2. Зимелев, Г. В. Теория автомобиля / Г. В. Зимелев. – Военное издательство министерства обороны союза ССР, 1957. – 455 с.

УДК 621.226

С. В. Солоденков, К. И. Лютин, В. Д. Тураев

ОЦЕНКА ЗОНЫ НЕЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ В ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ ПОСТОЯННОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ С МЕСТНОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tig@vstu.ru)

В статье оценивается зона неустойчивости частоты вращения выходного вала гидромеханической системы постоянной частоты вращения, разработанной ранее.

Ключевые слова: гидромеханическая система постоянной частоты вращения, зона неустойчивости.

The article evaluates the area of instability of output shaft speed hydromechanical system constant frequency speed, developed earlier.

Keywords: hydromechanical system constant frequency, area of instability.

В работах [1–14] описана гидромеханическая система постоянной частоты вращения (ГСПЧВ), предназначенная для привода генератора переменного тока на транспортных средствах, а также разработанный авторами способ [9] повышения устойчивости этой системы в виде местной гидравлической обратной связи (ГОС). Установка указанной ГОС в гидравлическом контуре управления (ГКУ) исходной гидромеханической системы постоянной частоты вращения позволяет эффективно использовать ГСПЧВ на наземных транспортных машинах, на которых наблюдаются намного

более резкие, чем в авиации и железнодорожном транспорте, возмущения системы со стороны единого приводного двигателя транспортного средства.

В исходной ГСПЧВ движение поршня гидроцилиндра управления (ГЦУ), т. е. регулирующие воздействие на объект регулирования, начинается в момент смещения его управляющего золотника из нейтрального положения, потому что абсолютная величина разности давлений в полостях ГЦУ $|p_1 - p_2|$ сразу же становится равной $|p_n - p_{cl}|$ (p_n – давление питания,

$p_{\text{сл}}$ – давление в сливной магистрали ГКУ) [5, 6, 8]. Таким образом, исходная ГСПЧВ без ГОС имеет нулевой наклон статистической характеристики и является астатичной.

Совсем иная картина процессов наблюдается при начальном смещении золотника в ГСПЧВ с ГОС. В этом случае поршень гидроцилиндра управления будет находиться в покое при смещении золотника до тех пор, пока абсолютная величина разности давлений в полостях гидроцилиндра не возрастет до значения:

$$|p_{1н} - p_{2н}| = \frac{P_{\text{тр}}}{F_{\text{ц}}}, \quad (1)$$

где $p_{1н}, p_{2н}$ – значения давлений в полостях гидроцилиндра, при которых начинается движение поршня; $P_{\text{тр}}$ – сила сухого трения в ГЦУ; $F_{\text{ц}}$ – рабочая площадь поршня ГЦУ.

До достижения указанной разности давлений поршень гидроцилиндра управления будет находиться в покое, даже если управляющий золотник находится не в нейтральном положении, а будет смещен на какую-то величину x_n от него. Расход рабочей жидкости через золотниковый распределитель при этом смещении x_n равен расходу жидкости через канал ГОС.

Таким образом, отклонение управляющего золотника от нейтрального положения внутри зоны $\pm x_n$ не вызывает перемещения поршня гидроцилиндра управления, который осуществляет регулирующее воздействие на объект регулирования. Следовательно, при введении ГОС в ГСПЧВ образуется определенная зона нечувствительности $\pm x_n$ контура управления системы.

Этой зоне нечувствительности соответствует определенная нестабильность частоты вращения выходного вала системы δ_{ω_r} . Нестабильность частоты вращения вала генератора δ_{ω_r} в % от номинальной частоты вращения $\omega_{\text{г}}^{\text{ном}}$ можно определить из уравнения движения управляющего золотника с учетом действующего на него усилия поршня ГОС [12, 13, 14], записанного для условий статики, если известны величины $x_n, p_{1н}, p_{2н}$.

Значение x_n можно найти из уравнений неразрывности потока рабочей жидкости в контуре управления ГСПЧВ с ГОС [6, 8], записанных для статического режима работы системы:

при $x > 0$

$$k_3 x \sqrt{p_{\text{п}} - p_1} = k_o \sqrt{p_1 - p_2}; \quad (2)$$

$$k_3 x \sqrt{p_2 - p_{\text{сл}}} = k_o \sqrt{p_1 - p_2}, \quad (3)$$

при $x < 0$

$$k_3 x \sqrt{p_1 - p_{\text{сл}}} = k_o \sqrt{p_1 - p_2}; \quad (4)$$

$$k_3 x \sqrt{p_{\text{п}} - p_2} = k_o \sqrt{p_1 - p_2}, \quad (5)$$

где k_3 – удельная проводимость окон управляющего золотника; k_o – удельная проводимость дроссельного отверстия в поршне ГОС.

При раскрытии скобок модуля в уравнениях (2), (3), (4), (5) необходимо учитывать, что при любых режимах работы ГСПЧВ

$$\text{Sign } x = \text{Sign}(p_1 - p_2). \quad (6)$$

После необходимых преобразований из указанных уравнений можно получить выражение для x_n :

$$x_n = \pm \frac{k_o^2}{k_3^2} \sqrt{\frac{2|p_{1н} - p_{2н}|}{p_{\text{п}} - p_{\text{сл}} - |p_{1н} - p_{2н}|}}. \quad (7)$$

С учетом соотношения (1) выражение (7) приобретает вид

$$x_n = \pm \frac{k_o^2}{k_3^2} \sqrt{\frac{2P_{\text{тр}} / F_{\text{ц}}}{p_{\text{п}} - p_{\text{сл}} - P_{\text{тр}} / F_{\text{ц}}}}. \quad (8)$$

Расчеты, проведенные по формуле (8), показывают, что для исследуемой ГСПЧВ мощностью 4 кВт с ГОС $x_n = \pm 9,25 \cdot 10^{-5}$ м.

Значения давлений в полостях гидроцилиндра уравнения $p_{1н}$ и $p_{2н}$, при которых начинается движение поршня, находятся из уравнений (2), (3), (4), (5). После необходимых преобразований получим:

$$p_{1н} = \frac{p_{\text{п}}(k_3^2 x_n^2 + k_o^2) + k_o^2 p_{\text{сл}}}{(k_3^2 x_n^2 + 2k_o^2)}; \quad (9)$$

$$p_{2н} = \frac{[p_{\text{п}}(k_3^2 x_n^2 + k_o^2) + k_o^2 p_{\text{сл}}] \cdot (k_3^2 x_n^2 + k_o^2)}{(k_3^2 x_n^2 + 2k_o^2)k_o^2} - \frac{k_3^2 x_n^2}{k_o^2} p_{\text{п}}. \quad (10)$$

Прделав расчеты по формулам (9) и (10), находим, что для исследуемой ГСПЧВ с ГОС $p_{1н} = 107499,9$ Па и $p_{2н} = 101523,1$ Па.

Численный расчет по уравнению движения управляющего золотника [12, 13, 14], записанному в статическом виде при найденных значениях $x_n, p_{1н}$ и $p_{2н}$ показывает, что нестабильность частоты вращения вала генератора со-

ставляет 0,7 % от $\omega_r^{\text{ном}} = 314,16 \text{ рад/с}$ ($\omega_r^{\text{ном}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$).

Таким образом, разработанная ГОС является практически гибкой и можно считать, что ГСПЧВ с ГОС астатична и имеет нулевой наклон статической характеристики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Солоденков, С. В. Результаты исследования способов повышения устойчивости гидромеханической системы постоянной скорости / С. В. Солоденков, Ю. Н. Лаптев, Е. А. Дьячков. – Волгоград, 1993. Деп в ЦНИТЭИ тракторсельхозаш 13.07.93. № 712-ТС.
2. Попов, Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учеб. для вузов / Д. Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
3. Солоденков, С. В. Исследование математической модели гидромеханической системы постоянной скорости на устойчивость / С. В. Солоденков, Ю. Н. Лаптев // Тез. докл. IV всес. науч. конф. «Автоматизация поискового конструирования и подготовка инженерных кадров», 8–10 сентября 1987. – Волгоград: ВолгПИ, 1987. – Т. 1. – С. 110.
4. Солоденков, С. В. Исследование устойчивости гидромеханической системы постоянной скорости и способы ее повышения / С. В. Солоденков, Ю. Н. Лаптев // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. – 1989. – Вып. 4. – С. 93.
5. Солоденков, С. В. Анализ устойчивости гидромеханического привода постоянной частоты вращения наземной транспортной машины / С. В. Солоденков, Д. А. Поляков // Межвуз. сб. науч. тр. «Наземные транспортные системы». – Волгоград: ВолгГТУ, 2000. – С. 59–64.
6. Математическая модель гидромеханической системы постоянной частоты вращения и некоторые результаты ее исследования / С. В. Солоденков, А. С. Горобцов, В. Д. Зорин, М. Д. Селезнев // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 3 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2004. – (Серия «Транспортные наземные системы»; вып. 1). – С. 125–128.
7. Определение границы устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения наземной транспортной машины по ее линейной математической

модели / С. В. Солоденков, А. С. Горобцов, В. Д. Зорин, Д. А. Мелехов // Матер. междунар. науч.-практ. конф. «Прогресс транспортных средств и систем–2005», 20–23 сентября 2005. – Волгоград: ВолгГТУ, 2005. – Ч. 2. – С. 435, 436.

8. Солоденков, С. В. Математическая модель гидромеханической системы постоянной частоты вращения / С. В. Солоденков, А. С. Горобцов, К. И. Лютин // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 8. – С. 21–24.

9. А.с. 119622 СССР, МПК G 05 D 13/22. Центробежный регулятор скорости / Солоденков С. В., Лаптев Ю. Н.; заявитель Волгоградский политехнический ин-т. – №3755528; заявл. 22.06.1984; опубл. 07.12.1985.

10. Солоденков, С. В. Разработка и исследование устройств пневмогидроавтоматики, повышающих устойчивость систем автоматического управления / С. В. Солоденков // Тез. докл. VI всесоюз. симпозиума по пневматическим (газовым) приводам и системам управления (с междунар. участием). – М.: Тула: 1991. – С. 93.

11. Лаптев, Ю. Н. Расчет оптимизации корректирующих устройств приводов постоянной частоты вращения / Ю. Н. Лаптев, С. В. Солоденков // Тез. докл. науч.-техн. конф. «Промышленная гидравлика и пневматика». – Киев: РДЭНТД, 1992.

12. Солоденков, С. В. Задача повышения устойчивости гидродинамических систем постоянной частоты вращения / С. В. Солоденков, К. В. Приходьков // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 8 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2007. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 2). – С. 29–32.

13. Бондаренко, А. В. Повышение устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения при помощи гидравлической обратной связи / А. В. Бондаренко, С. В. Солоденков // Матер. IV межвуз. науч.-практ. конф. мол. уч. и студ. «Теория, практика и перспективы развития современного сервиса. (Автосервис: техника, технологии, материалы)», 12–13 марта 2009. – Волгоград: Волгогр. филиал ФГОУ ВПО «Рос. гос. ун-т туризма и сервиса», 2009. – С. 43–47.

14. Для повышения устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения / С. В. Солоденков, К. И. Лютин, А. С. Горобцов, С. С. Фоменко // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 2. – С. 14–16.

УДК 62-25

Е. И. Тескер, В. Ю. Тараненко

ВНУТРЕННЯЯ ДИНАМИКА СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: agromash-vlg@rambler.ru)

В статье рассмотрены исследования факторов, влияющих на динамическую нагруженность зубчатых колес коробок перемены передач гусеничных тракторов.

Ключевые слова: зубья, колебания, динамическая нагрузка.

The article discusses a study on factors affecting the dynamic encumbrance of gear boxes transmission tracked tractors.

Keywords: teeth, the vibrations, the dynamic load.

Известные модели, описывающие динамические процессы, вызванные перезацеплением зубьев, можно классифицировать по следующим типам:

– одиночный удар зубчатых колес, обусловленный погрешностью шага зацепления (ударная модель);

– кромоочное взаимодействие зубьев, обу-

словленное той же погрешностью (кромочная модель);

– параметрическое возбуждение динамических нагрузок, обусловленное периодическим изменением жесткости зацепления;

– кинематическое возбуждение, вызываемое периодическими погрешностями зубчатых колес;

– виброударные колебания зубчатых колес, вызванные боковыми зазорами между зубьев (виброударная модель).

Основными возбуждающими факторами при переацеплении являются погрешность шага зацепления и дискретное нагружение зубьев. Постоянная погрешность шага зацепления действует в течение всего времени нахождения пары зубьев в зацеплении с учетом того, что имеет место кромочное взаимодействие зубьев на входе и выходе из зацепления, а также перио-

дическое изменение мгновенного передаточного отношения зубчатой пары. Дискретный характер нагружения связан прежде всего с внезапным приложением и снятием нагрузки на зубе при входе и выходе из зацепления.

Экспериментальными исследованиями установлено [1], что нагрузка на зубьях силовых передач в резонансных режимах, в зависимости от условий эксплуатации, увеличивалась в 1,75...3 раза, по сравнению со статическими нагрузками. С увеличением погрешности шага резонансная частота крутильных колебаний зубчатых колес смещается в сторону меньшей скорости вращения.

В работе [2] были проведены исследования факторов, влияющих на динамическую нагруженность зубчатых колес коробок перемены передач гусеничных тракторов. Полученные при этом результаты, приведены на рис. 1–2.

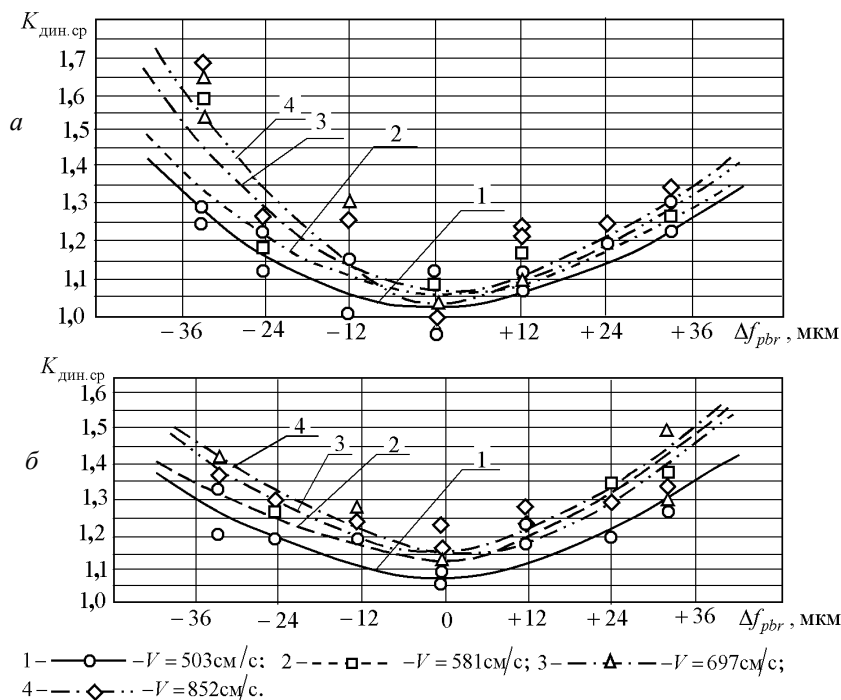


Рис. 1. Влияние Δf_{pbr} на $K_{дин.ср.}$:
а – $M_{кр.ст} = 35$ кгс·м; б – $M_{кр.ст} = 60$ кгс·м [14]

Из графиков видно, что существенное влияние на динамическую нагруженность оказывают погрешности шага f_{pbr} , диаметрального зазора в сопряжении «вал – шестерня», скорость вращения шестерни V и передаваемый крутящий момент $M_{кр.ст}$.

Очевидно, что для повышения достоверности и точности расчетов несущей способности зубчатых передач необходимо совместное изучение процессов формирования динамических

нагрузок, вызванных резко-переменным характером изменения эксплуатационных нагрузок самоходных машин и внутренней динамикой передач зацеплением.

В процессе эксплуатации механических систем в результате износа происходят необратимые изменения зазоров сопряжений и геометрии контактируемых поверхностей силовых элементов приводов, что существенно влияет на условия формирования и величину динами-

ческих нагрузок. Изменение технического состояния приводов и трансмиссий сопровождается также изменением вибрационных характеристик. Влияние дефектов основных силовых

элементов (подшипниковых опор и зубчатых колес) на динамическую нагруженность приводов и трансмиссий выявляется методами вибродиагностики.

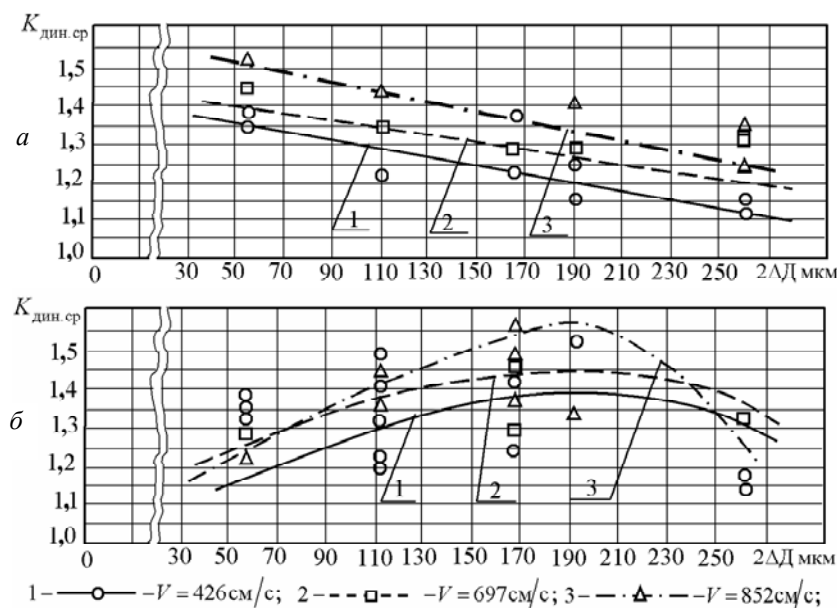


Рис. 2. Влияние диаметрального зазора на $K_{\text{дин.сп}}$:
а – $M_{\text{кр.ст}} = 20 \text{ кгс} \cdot \text{м}$; б – $M_{\text{кр.ст}} = 35 \text{ кгс} \cdot \text{м}$

В общем случае на вибрационные характеристики оказывают влияние три группы факторов: нелинейная жесткость подшипников, дефекты изготовления и сборки, дефекты эксплуатации в виде усталостного разрушения (питтинга), износа, изменения зазоров, посадок, геометрических характеристик и режима смазки.

Разрушение (питтинг) рабочих поверхностей влияет на характер вибрации во всем частотном диапазоне, поскольку контактное взаимодействие поверхностей, имеющих дефекты, а также разрушение масляной пленки приводят к возникновению ударов, которые выявляются по интенсивности высоких гармоник и увеличению случайных составляющих в сигнале вибрации. Дефекты износа проявляются только на этапах длительной эксплуатации.

Выше было показано, что динамическая нагруженность зубчатых передач вызывается погрешностями изготовления и монтажа, а также периодическим изменением жесткости зубьев по фазе зацепления.

Погрешности изготовления зубьев характеризуются кинематической погрешностью (погрешность шага), погрешностью профилей зубьев, а также погрешностями монтажа. Влияние отмеченных дефектов при диагностике вы-

является измерением вибрационных характеристик, по результатам которых можно судить об эксплуатационной динамической нагруженности привода.

Периодическое изменение жесткости зубьев и погрешности шага вызывают появление вибраций зубчатой передачи, колебаний на зубцовой частоте и ее гармониках, при этом частота колебаний определяется соотношением:

$$f_z = z_1 f_1 = z_2 f_2,$$

где z_1 и z_2 – числа зубьев и f_{r1}, f_{r2} – частоты вращения сопряженных колес.

Переменная (накопленная) погрешность в шаге зацепления и нарушение соосности вызывают вибрации практически на всех частотах вращения валов.

При интенсивном износе зубчатых колес нарушаются микро и макрогеометрия контактируемых зубьев, изменяются геометрические характеристики профилей зубьев, увеличивается шаг зацепления, что приводит к ударному режиму возбуждения вибраций и к росту спектральных составляющих гармонического ряда частот, кратных частоте зацепления ($k f_z$), а также появлению промежуточных частотных составляющих (f_m) и перераспределению энергии на высоких частотах.

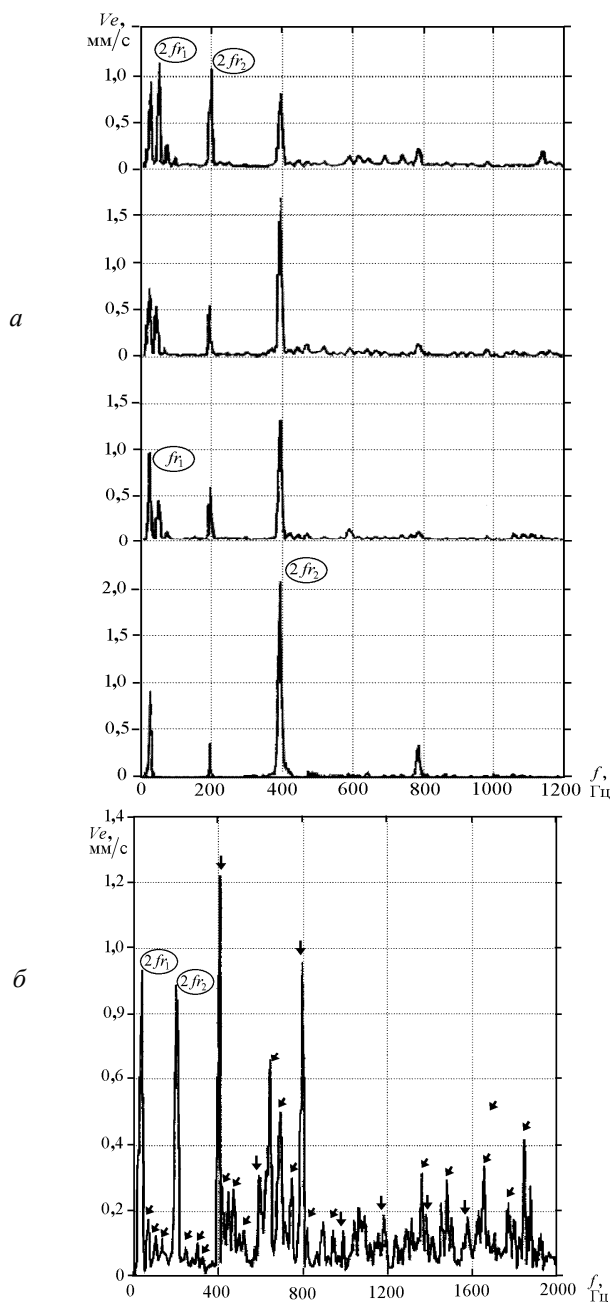


Рис. 3. Спектры вибраций (продолжение):
а – при погрешности расположения осей; б – при увеличении бокового зазора

Кроме того, появление дефектов в виде ямок выкрашивания приводит к увеличению деформации зубьев и флуктуации давления смазки в упругодинамическом контакте.

Эти явления также вызывают увеличение динамической нагруженности, которое проявляется по увеличению амплитуд гармоник kf_r , росту амплитуд комбинационных частот $mf_z \pm mf_r$ и «промежуточных» частот $(f_m + f_m \pm nf_r)$.

В ряде случаев в процессе эксплуатации зубчатых колес возникает явление заедания. При заедании происходит разрыв масляной пленки и интенсивный адгезионный износ зубьев.

На рис. 3 показаны спектры вибрации, иллюстрирующие динамическую нагруженность зубчатых передач, вызванную различными видами повреждений зубьев в условиях эксплуатации.

Таким образом, питтинг и изменение геометрии в результате изнашивания существенно влияют на нагруженность силовых элементов, что необходимо учитывать при расчетах долговечности приводов и трансмиссий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Айрапетов, Э. П. Состояние и перспективы развития методов расчета нагруженности и прочности передач зацеплением: методические материалы / Э. П. Айрапетов. – Ижевск: ИжГТУ, 2000. – 116 с.
2. Кане, М. М. Технологическое обеспечение качества высоконагруженных передач с эвольвентными цилиндрическими зубчатыми колесами: дис. ... д-р. техн. наук / М. М. Кане. – Минск, 1997.
3. Ширман, А. Ч. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А. Ч. Ширман, А. Б. Соловьев. – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.

УДК 629.113

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

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ АЛГОРИТМА ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ЖЕСТКОСТЬЮ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА В ОДНОМАССОВОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЕ

Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: chernykv@rambler.ru)

В статье представлено обоснование алгоритма оптимального управления жесткостью упругого элемента в одномассовой колебательной системе с целью минимизации вертикальных перемещений поддрессоренной массы.

Ключевые слова: одномассовая колебательная система, жесткость упругого элемента, оптимальное управление.

The article presents the rationale of the algorithm of optimal control of the stiffness of the elastic element in the single-mass oscillation system to minimize the vertical displacement of the sprung mass.

Keywords: single-mass oscillation system, stiffness of the elastic element, optimal control.

Рассмотрим линейную одномассовую одноопорную колебательную систему с кинематическим возмущением, расчетная схема которой представлена на рис. 1.

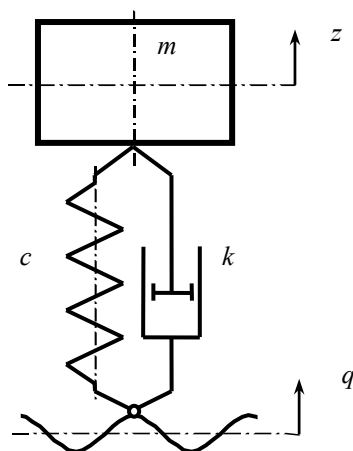


Рис. 1. Расчетная схема линейной одноопорной колебательной системы при кинематическом возмущении: m – поддрессоренная масса; k – коэффициент сопротивления амортизатора; c – жесткость пружины; z – перемещение поддрессоренной массы; q – перемещение возмущающего основания (профиль дороги)

Динамика такой системы описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c(z - q - x_{\text{ст}}) + mg = 0, \quad (1)$$

$$\text{или} \quad \ddot{z} + 2h(\dot{z} - \dot{q}) + \omega_0^2(z - q - x_{\text{ст}}) + g = 0. \quad (2)$$

В формуле (2) h – коэффициент относительного сопротивления амортизатора ($h = k/2m$); ω_0 – собственная частота подвески ($\omega_0 = \sqrt{c/m}$), g – ускорение свободного падения, $x_{\text{ст}} = \frac{mg}{c}$ – статическая деформация подвески.

Рассмотрим работу пружины (упругого элемента) в этой системе. Можно выделить три вида работы пружины (упругого элемента):

$A_{\text{пр}}^q$ – работы пружины (упругого элемента)

по координате q ;

$A_{\text{пр}}^z$ – работы пружины (упругого элемента)

по координате z ;

$A_{\text{пр}}^x$ – работы пружины (упругого элемента)

по координате $x_{\text{ст}} = z - q$:

$$A_{\text{пр}}^x = A_{\text{пр}}^z - A_{\text{пр}}^q, \quad (3)$$

где x – деформация подвески относительно ее статической деформации при колебаниях поддрессоренной массы (колебания $x(t)$ – колебания поддрессоренной массы относительно профиля дороги или относительные колебания).

Для определения этих работ используем интегралы:

$$A_{\text{пр}}^q = \int F_{\text{пр}} dq, \quad A_{\text{пр}}^z = \int F_{\text{пр}} dz, \quad A_{\text{пр}}^x = \int F_{\text{пр}} dx, \quad (4)$$

где $F_{\text{пр}}$ – усилие пружины (упругого элемента).

С учетом того, что $F_{\text{пр}} = c(z - q - x_{\text{ст}}) = c(x - x_{\text{ст}})$, $dq = \dot{q} dt$, $dz = \dot{z} dt$, $dx = \dot{x} dt$, получим:

$$A_{\text{пр}}^q = \int c(x - x_{\text{ст}}) \dot{q} dt, \quad A_{\text{пр}}^z = \int c(x - x_{\text{ст}}) \dot{z} dt, \\ A_{\text{пр}}^x = \int c(x - x_{\text{ст}}) \dot{x} dt. \quad (5)$$

Поскольку пружина является консервативным элементом, ее работа по координате $x_{\text{ст}} = z - q$ за цикл деформации (например, от статической деформации до статической деформации) равна нулю. Рассмотрим это на примере установившихся колебаний при синусоидальном возмущении по закону

$$q = q_0 \sin \omega t, \quad (6)$$

где q_0 – амплитуда возмущения; ω – частота возмущения. В этом случае в установившемся режиме абсолютные и относительные колебания поддрессоренной массы также имеют синусоидальный характер:

$$z = z_0 \sin(\omega t + \beta_z), \quad (7)$$

$$x = x_0 \sin(\omega t + \beta_x), \quad (8)$$

где z_0 и x_0 – амплитуды соответственно абсолютных и относительных колебаний поддрессоренной массы; β_z и β_x – фазовые сдвиги абсолютных и относительных колебаний поддрессоренной массы относительно кинематического возмущения.

Амплитуды q_0 , z_0 и x_0 связаны между собой соотношениями

$$x_0 = q_0 \frac{\iota^2}{\sqrt{(1 - \iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}}, \\ z_0 = q_0 \sqrt{\frac{1 + 4\psi^2 \iota^2}{(1 - \iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}}, \\ x_0 = z_0 \frac{\iota^2}{\sqrt{1 + 4\psi^2 \iota^2}}. \quad (9)$$

Фазовые сдвиги колебаний

$$\beta_z = -\arctg \frac{2\psi \iota^3}{1 - \iota^2 + 4\psi^2 \iota^2}, \quad \beta_x = -\arctg \frac{2\psi \iota}{1 - \iota^2}. \quad (10)$$

Здесь $\psi = h/\omega_0$ – относительный коэффициент затухания, $\iota = \omega/\omega_0$ – относительная частота возмущения.

На основании формул (5) получены следующие выражения для определения работы пружины:
– работа пружины по координате q :

$$\begin{aligned} A_{\text{np}}^q &= \int c(x - x_{\text{cr}}) \dot{q} dt = c x_0 q_0 \omega \int \sin(\omega t + \beta_x) \cos \omega t dt - c x_{\text{cr}} q_0 \omega \int \cos \omega t dt = \\ &= -c x_0 q_0 \frac{1}{2\sqrt{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}} \left(2\psi \iota \omega t + \frac{1}{2} \left[(1-\iota^2) \cos 2\omega t + 2\psi \iota \sin 2\omega t \right] \right) - c x_{\text{cr}} q_0 \sin \omega t = \\ &= -c x_0^2 \frac{1}{2\iota^2} \left(2\psi \iota \omega t + \frac{1}{2} \left[(1-\iota^2) \cos 2\omega t + 2\psi \iota \sin 2\omega t \right] \right) - c x_{\text{cr}} x_0 \frac{\sqrt{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}}{\iota^2} \sin \omega t, \end{aligned} \quad (11)$$

– работа пружины по координате z :

$$\begin{aligned} A_{\text{np}}^z &= \int (cx - cx_{\text{cr}}) \dot{z} dt = \int c x_0 \sin(\omega t + \beta_x) z_0 \omega \cos(\omega t + \beta_z) dt - \int c x_{\text{cr}} z_0 \omega \cos(\omega t + \beta_z) dt = \\ &= -c x_0 z_0 \frac{1}{2\sqrt{1+4\psi^2 \iota^2}} \left(2\psi \iota \omega t + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2} \left[((1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2 - 8\psi^2 \iota^4) \cos 2\omega t + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + 2\psi \iota (1-\iota^4 + 4\psi^2 \iota^2) \sin 2\omega t \right] \right) - \\ &\quad - c x_{\text{cr}} z_0 \frac{1}{\sqrt{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2} \sqrt{1+4\psi^2 \iota^2}} \left((1-\iota^2 + 4\psi^2 \iota^2) \sin \omega t - 2\psi \iota^3 \cos \omega t \right) = \\ &= -c x_0^2 \frac{1}{2\iota^2} \left(2\psi \iota \omega t + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2} \left[((1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2 - 8\psi^2 \iota^4) \cos 2\omega t + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + 2\psi \iota (1-\iota^4 + 4\psi^2 \iota^2) \sin 2\omega t \right] \right) - \\ &\quad - c x_{\text{cr}} x_0 \frac{1}{\iota^2 \sqrt{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}} \left((1-\iota^2 + 4\psi^2 \iota^2) \sin \omega t - 2\psi \iota^3 \cos \omega t \right), \end{aligned} \quad (12)$$

– работа пружины по координате x :

$$\begin{aligned} A_{\text{np}}^x &= \int c(x - x_{\text{cr}}) \dot{x} dt = c x_0 q_0 \omega \int \sin(\omega t + \beta_x) \cos \omega t dt - c x_{\text{cr}} q_0 \omega \int \cos \omega t dt = \\ &= c x_0 q_0 \frac{1}{4\sqrt{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}} \left[(1-\iota^2) \cos 2\omega t + 2\psi \iota \sin 2\omega t \right] + c x_{\text{cr}} q_0 \sin \omega t - \\ &\quad - c x_0 z_0 \frac{1}{4((1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2) \sqrt{1+4\psi^2 \iota^2}} \left[((1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2 - 8\psi^2 \iota^4) \cos 2\omega t + \right. \\ &\quad \left. + 2\psi \iota (1-\iota^4 + 4\psi^2 \iota^2) \sin 2\omega t \right] - \\ &\quad - c x_{\text{cr}} z_0 \frac{1}{\sqrt{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2} \sqrt{1+4\psi^2 \iota^2}} \left((1-\iota^2 + 4\psi^2 \iota^2) \sin \omega t - 2\psi \iota^3 \cos \omega t \right) = \\ &= c x_0^2 \frac{1}{4\iota^2} \left[(1-\iota^2) \cos 2\omega t + 2\psi \iota \sin 2\omega t \right] + c x_{\text{cr}} x_0 \frac{\sqrt{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}}{\iota^2} \sin \omega t - \\ &\quad - c x_0^2 \frac{1}{4\iota^2 ((1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2)} \left[((1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2 - 8\psi^2 \iota^4) \cos 2\omega t + \right. \\ &\quad \left. + 2\psi \iota (1-\iota^4 + 4\psi^2 \iota^2) \sin 2\omega t \right] - \\ &\quad - c x_{\text{cr}} x_0 \frac{1}{\iota^2 \sqrt{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}} \left((1-\iota^2 + 4\psi^2 \iota^2) \sin \omega t - 2\psi \iota^3 \cos \omega t \right). \end{aligned} \quad (13)$$

По этим выражениям получены следующие формулы для работ за цикл установившихся колебаний:

– работа пружины по координате q :

$$A_{\text{пр}}^q = -cx_0 q_0 \pi \frac{2\psi l}{\sqrt{(1-t^2)^2 + 4\psi^2 t^2}} = -cx_0^2 \pi \frac{2\psi l}{t^2}, \quad (14)$$

– работа пружины по координате z :

$$A_{\text{пр}}^z = -cx_0 q_0 \pi \frac{2\psi l}{\sqrt{(1-t^2)^2 + 4\psi^2 t^2}} = -cx_0^2 \pi \frac{2\psi l}{t^2}, \quad (15)$$

– работа пружины по координате x :

$$A_{\text{пр}}^x = 0. \quad (16)$$

Равенство правых частей формул (14) и (15) означает, что полученная пружиной от возбудителя колебаний энергия за цикл полностью передается ей поддрессоренной массе. Поэтому за цикл колебаний полная работа пружины равна нулю (формула (16)).

Однако в цикле колебаний существуют моменты времени, когда пружина не забирает энергию от возбудителя колебаний, а отдает ее ему, а также моменты времени, когда пружина не отдает энергию поддрессоренной массе, а забирает у нее энергию колебаний. Первый случай соответствует моментам времени, когда $c(x - x_{\text{ст}})\dot{q} > 0$, а второй случай – моментам времени, когда $(cx - cx_{\text{ст}})\dot{z} > 0$.

Второй случай интересен тем, что при условии $(cx - cx_{\text{ст}})\dot{z} > 0$, пружина совершает полезную работу по сопротивлению перемещению поддрессоренной массы, а при условии $(cx - cx_{\text{ст}})\dot{z} < 0$ пружина выполняет работу по усилению колебаний поддрессоренной массы. Поэтому снижение жесткости пружины при выполнении условия $(cx - cx_{\text{ст}})\dot{z} < 0$ приведет к уменьшению амплитуд колебаний поддрессоренной массы.

Для подтверждения правильности найденного алгоритма управления жесткостью подвески с целью снижения амплитуд колебаний используем принцип максимума Л. С. Понтрягина.

В соответствии с принципом максимума Л. С. Понтрягина [1] предположим, что состояние поддрессоренной массы m в каждый момент времени характеризуется действительными числами z_1 и z_2 , причем векторное пространство Z векторной переменной $z = (z_1, z_2)$ является фазовым пространством (фазовой плоскостью) состояния поддрессоренной массы.

Движение поддрессоренной массы с математической точки зрения заключается в изменении во времени переменных z_1, z_2 . Предположим также, что u – управляющий жесткостью параметр, подчиненный условию $u = u_{\text{max}}$ или $u = u_{\text{min}}$.

Тогда закон движения поддрессоренной массы записывается в виде системы дифференциальных уравнений

$$\frac{dz_i}{dt} = f_i(z_1, z_2, u), \quad i = 1, 2. \quad (17)$$

Функции f_i определены для любых значений векторной переменной z и для значений $u = u_{\text{max}}$ и $u = u_{\text{min}}$, а также непрерывны и непрерывно дифференцируемы по z_1 и z_2 . С учетом управляющего параметра u дифференциальное уравнение, описывающее состояние поддрессоренной массы, имеет вид

$$m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + cu(z - q - x_{\text{ст}}) + mg = 0 \quad (18)$$

или (после деления на m)

$$\ddot{z} + 2h(\dot{z} - \dot{q}) + \omega_0^2 u(z - q - x_{\text{ст}}) + g = 0, \quad (19)$$

где $h = f_h(z - q, \dot{z} - \dot{q})$ и $\omega_0 = f_{\omega_0}(z - q, \dot{z} - \dot{q})$ – положительные функции, $z = f_z(t)$, q и $\dot{q}$ – внешнее возмущение. В фазовых координатах $z_1 = z$, $z_2 = \frac{dz}{dt}$ это уравнение записывается в виде системы

$$\left. \begin{aligned} \frac{dz_1}{dt} &= z_2, \\ \frac{dz_2}{dt} &= -[2h(\dot{z} - \dot{q}) + \omega_0^2 u(z - q - x_{\text{ст}}) + g]. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Предположим, что задана также функция

$$f_0(z_1, z_2, u) = \left(\frac{dz_1}{dt} \right)^2 = (z_2)^2, \quad (21)$$

определенная и непрерывная со своими частными производными $\frac{\partial f_0}{\partial z_1}$ и $\frac{\partial f_0}{\partial z_2}$ (так же, как и функции f_i) на всем пространстве $Z \times U$, где U – это область управления. Тогда минимум функционала

$$J = \int_{t_0}^{t_1} f_0(z_1, z_2, u) dt \quad (22)$$

будет соответствовать движению поддрессоренной массы с минимальным отклонением по перемещению от предшествующего состояния в каждый последующий момент времени.

Согласно принципу максимума, существует некоторое оптимальное управление $u(t)$, переводящее фазовую точку из положения $z(t_0)$ в положение $z(t_1)$ и придающее функционалу (22) минимальное значение. Существует также функция

$$H = \sum_{\alpha=0}^2 \psi_{\alpha} f_{\alpha}(z_1, z_2, u), \quad (23)$$

где ψ_{α} – дополнительные переменные, для которых

$$\frac{d\psi_i}{dt} = - \sum_{\alpha=0}^2 \frac{\partial f_{\alpha}(z_1, z_2, u)}{\partial z_i} \psi_{\alpha}, \quad i = 0, 1, 2. \quad (24)$$

Для оптимальности управления $u(t)$ необходимо, чтобы существовало такое нетривиальное решение $\psi_0(t)$, $\psi_1(t)$ и $\psi_2(t)$, для которого при любом t , $t_0 \leq t \leq t_1$, функция H переменного $u \in U$ достигает в точке $u = u(t)$ максимума, и выполняются соотношения

$$\psi_0(t) = \text{const} \leq 0, \quad H = 0. \quad (25)$$

Таким образом, для рассматриваемой системы

$$H = \psi_0(z_2)^2 + \psi_1 z_2 - \psi_2 2h(z_2 - \dot{q}) - \psi_2 \omega_0^2 u(z_1 - q - x_{\text{ст}}) - \psi_2 g. \quad (26)$$

Из (26) видно, что для того, чтобы функция H принимала максимальные значения, необходимо выполнение условий

$$\left. \begin{aligned} u = u_{\max} & \text{ при } \psi_2(z_1 - q - x_{\text{ст}}) < 0, \\ u = u_{\min} & \text{ при } \psi_2(z_1 - q - x_{\text{ст}}) > 0. \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

В работах [2–4] показано, что для рассматриваемой колебательной системы ψ_2 и z_2 всегда имеются разные знаки. Следовательно, для того, чтобы функция H принимала максимальные значения, необходимо выполнение условий

$$\left. \begin{aligned} u = u_{\max} & \text{ при } z_2(z_1 - q - x_{\text{ст}}) > 0, \\ u = u_{\min} & \text{ при } z_2(z_1 - q - x_{\text{ст}}) < 0. \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

или, с учетом того, что $z_2 = \dot{z}$ и $z = z$,

$$\left. \begin{aligned} u = u_{\max} & \text{ при } \dot{z}(z - q - x_{\text{ст}}) > 0, \\ u = u_{\min} & \text{ при } \dot{z}(z - q - x_{\text{ст}}) < 0. \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

В общем случае $\dot{z} \neq z - q - x_{\text{ст}}$, следовательно, выражение $\dot{z}(z - q - x_{\text{ст}})$ меняет знак в двух случаях: когда меняет знак $\dot{z}$ и когда меняет знак $z - q - x_{\text{ст}}$, то есть моменты переключения соответствуют условиям $\dot{z} = 0$ и $z - q - x_{\text{ст}} = 0$.

Таким образом, найденный алгоритм управления жесткостью упругого элемента подтверждается принципом максимума Л. С. Понтрягина.

При горизонтальном расположении оси колебаний системы $x_{\text{ст}} = \frac{mg}{c} = 0$. В этом случае алгоритм оптимального управления выглядит следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} u = u_{\max} & \text{ при } \dot{z}(z - q) > 0, \\ u = u_{\min} & \text{ при } \dot{z}(z - q) < 0, \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

а моменты переключения жесткости при оптимальном управлении соответствуют условиям $\dot{z} = 0$ и $z - q = 0$.

Однако для большинства колебательных систем с вертикально расположенной осью колебаний, например, эквивалентных подвеске автотранспортного средства, $z - q < x_{\text{ст}} = \frac{mg}{c}$.

То есть всегда $z - q - x_{\text{ст}} < 0$. Поэтому для таких систем алгоритм оптимального управления выглядит следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} u = u_{\max} & \text{ при } \dot{z} < 0, \\ u = u_{\min} & \text{ при } \dot{z} > 0, \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

и моменты переключения жесткости при оптимальном управлении всегда соответствуют условию $\dot{z} = 0$.

Таким образом, обоснован алгоритм оптимального управления жесткостью упругого элемента в цикле колебаний, который легко осуществить, например, в пневматических подвесках с дополнительным объемом путем включения и отключения этого объема.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Понтрягин, Л. С. Математическая теория оптимальных процессов / Л. С. Понтрягин, В. Г. Болтянский, Р. В. Гамкрелидзе, Е. Ф. Мищенко. – М.: Наука, 1976. – 392 с.
2. Чернышов, К. В. Результаты решения математической модели колебательной системы, содержащей демпфер с оптимальным управлением / К. В. Чернышов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2000. – (Серия «Наземные транспортные системы»).
3. Определение условий оптимального регулирования жесткости пневматической подвески АТС / К. В. Чернышов, А. В. Поздеев, В. В. Новиков, И. М. Рябов // Грузовик &. – 2010. – № 11. – С. 2–5.
4. Синтез алгоритмов оптимального управления демпфированием и жесткостью подвески АТС / А. В. Поздеев, В. В. Новиков, К. В. Чернышов, И. М. Рябов // Грузовик &. – 2011. – № 6. – С. 2–6.

УДК 629.114.2.042.027

К. В. Шеховцов, А. В. Победин, Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов

ПОДРЕССОРИВАНИЕ КАБИН ТРАКТОРОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДИНАМИЧЕСКИХ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: shehovtsov@vstu.ru)

В статье рассмотрены принцип действия динамических гасителей колебаний и конструкция работающего по этому принципу виброизолятора кабины трактора.

Ключевые слова: кабина, виброизолятор, динамическое гашение колебаний.

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.

Для подрессоривания кабин гусеничных тракторов семейств ДТ и ВТ производства ВгТЗ используются виброизоляторы из эластомера, конструкция которых показана на рис. 1 [1, 2, 6, 7]. Они удовлетворительно зарекомендовали себя в эксплуатации, хотя совершенствованию их конструкции и упруго-демпфирующих характеристик при создании машин новых поколений не уделялось внимания, материал эластомера и конструкция виброизолятора остаются неизменными на протяжении всего времени производства машин [8, 9, 10].

В идеальном случае для подрессоривания кабины каждой машины должны создаваться виброизоляторы [3, 4, 5] с характеристиками, необходимыми для обеспечения комфортной работы оператора именно этой машины [10]. С этой целью авторами создано новое техниче-

ское решение виброизолятора, работающего по принципу динамического гасителя колебаний (рис. 2).

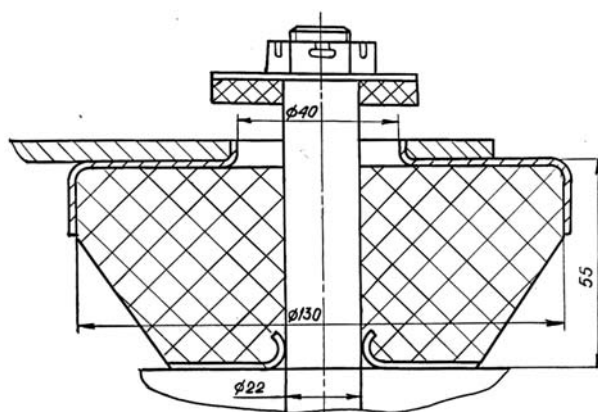


Рис. 1. Виброизолятор подвески кабин тракторов семейств ДТ и ВТ

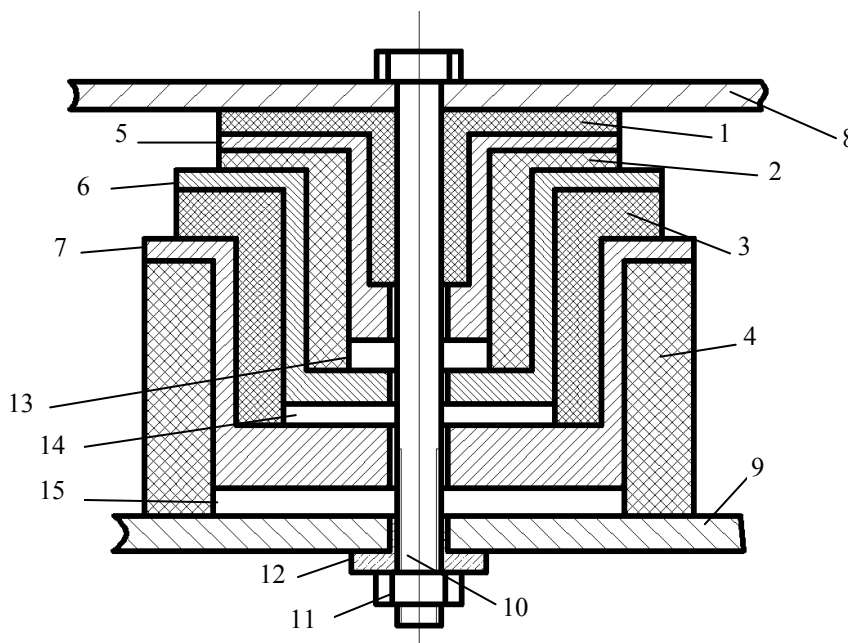


Рис. 2. Схема предложенного технического решения виброизолятора

Он содержит коаксиально расположенные между подрессориваемым объектом 8 (кабиной) первый 1, второй 2, третий 3 и четвертый 4 упруго-демпфирующие элементы, первую 5, вторую 6 и третью 7 подвижные массы. Комплект упругодемпфирующих элементов и расположенных между ними подвижных масс скреплен центральным болтом 10 с гайкой 11 и втулкой 12 таким образом, что между подвижными массами 5, 6, 7 и опорным основанием 9 имеются зазоры 13, 14 и 15, при этом подвижные массы имеют возможность осевого перемещения в пределах этих зазоров и упругой деформации контактирующих с ними упругодемпфирующих элементов.

Принцип работы виброизолятора поясняется схемами и графиками, представленными на рис. 3, 4, 5, 6 и 7. Представленный на рис. 3 подрессоренный объект 1 при динамических воздействиях на него со стороны опорного основания 3 совершает колебания, амплитуда A_1 которых изменяется в соответствии с его амплитудно-частотной характеристикой, представленной на рис. 4. Собственная частота колебаний f_c подрессориваемого объекта 1 определяется его массой и жесткостью упругодемпфирующего элемента 2.

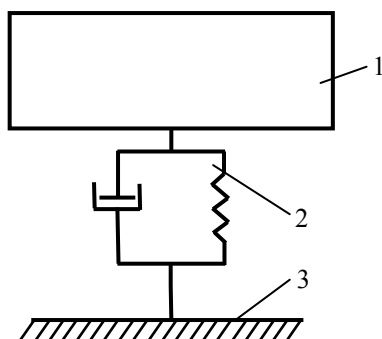


Рис. 3. Схема одномассовой колебательной системы

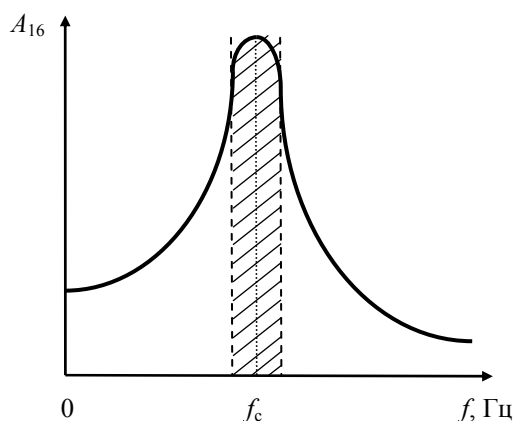


Рис. 4. АЧХ одномассовой колебательной системы

Чтобы избежать чрезмерного увеличения амплитуды A_1 в околорезонансной зоне частот воздействий (на рис. 4 заштрихована), в систему устанавливают динамический гаситель колебаний с подвижной массой 3 и упругодемпфирующим элементом 4 (рис. 5). Величину подвижной массы 3, жесткостные и демпфирующие характеристики упругодемпфирующего элемента 4 выбирают такими, чтобы при динамических воздействиях со стороны опорного основания 5 амплитуды A_1 перемещений подрессориваемого объекта 1 были минимальными.

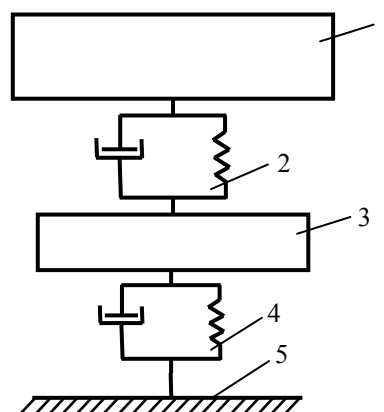


Рис. 5. Схема двухмассовой колебательной системы

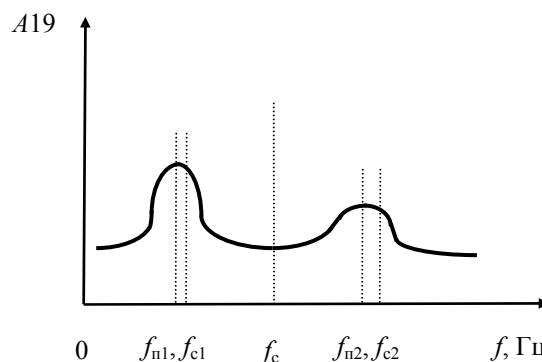


Рис. 6. АЧХ двухмассовой колебательной системы

Данная динамическая система (рис. 5) обладает двумя собственными f_{c1} и f_{c2} и двумя парциальными $f_{п1}$ и $f_{п2}$ частотами колебаний, которые в общем случае отличаются друг от друга (рис. 6).

Пусть парциальной частотой $f_{п1}$ обладает парциальная система с упругодемпфирующим элементом 2 и подрессоренной массой 1, а парциальной частотой $f_{п2}$ – парциальная система с элементом 4 и подвижной массой 3. Тогда в случае действия со стороны опорного основания 5 на подвижную массу 3 через элемент 4 возмущений с частотой $f_{п2}$ амплитуда колеба-

ний поддрессорируемого объекта 1 будет незначительной, а амплитуда колебаний подвижной массы 3 – существенной [10]. При этом подвижная масса 3, совершающая колебания с большой амплитудой, действует на поддрессоренную массу 1 силой, которая по амплитуде почти равна, а по фазе почти противоположна внешней силе со стороны опорного основания 5. Таким образом, динамический гаситель почти полностью компенсирует действие внешней силы на поддрессоренную массу 1.

Методы спектрального анализа позволяют в спектре частот внешних воздействий на поддрессорируемую массу (кабину транспортного средства) выделить основные частоты, при которых поддрессорируемой массе сообщается наибольшая колебательная энергия. Обычно это самые низкие частоты спектра в диапазоне от 0 до 50, максимум до 100 Гц [10]. На практике число принимаемых во внимание основных частот обычно ограничивают до 3 (f_{01} , f_{02} , f_{03}), полагая, что воздействия с более высокими частотами обладают существенно меньшей колебательной энергией [8].

Виброизолятор (рис. 2) обеспечивает гашение колебаний кабины с тремя основными частотами спектра. Принцип его устройства и работы поясняет схема на рис. 7. В ней (вместе с поддрессорируемой кабиной) можно выделить 4 парциальные системы. Первую составляет поддрессорируемая масса 1 с упругодемпфирующим элементом 2, вторую – подвижная масса 3 с элементами 2 и 4, третью – подвижная масса 5 с элементами 4 и 6, четвертую – подвижная масса 7 с элементами 6 и 8.

Во второй, третьей и четвертой парциальных системах величины подвижных масс и жесткость упругодемпфирующих элементов подбирается таким образом, чтобы парциальные частоты $f_{п1}$, $f_{п2}$, $f_{п3}$ этих систем соответствовали трем основным частотам f_{01} , f_{02} , f_{03} из спектра частот эксплуатационных воздействий на кабину со стороны опорного основания 9 (рис. 7). Тогда при действии возмущений со стороны опорного основания 9 с первой основной частотой f_{01} подвижная масса 3 будет совершать колебания со значительной амплитудой, а амплитуды колебаний подвижных масс 5 и 7, а также поддрессорируемой массы 1 (что важно!) будут минимальными. Соответственно при действии возмущений со второй основной частотой f_{02} со значительной амплитудой будет колебаться подвижная масса 5, а подвижные массы 3,

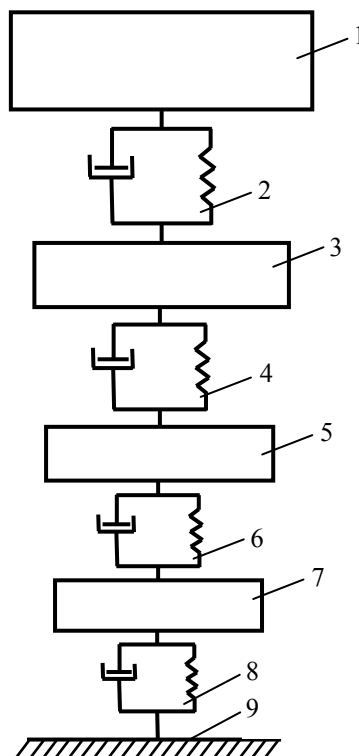


Рис. 7. Схема четырехмассовой колебательной системы

и поддрессорируемая масса 1 будут совершать незначительные колебательные перемещения; при действии же возмущений с третьей f_{03} основной частотой со значительной амплитудой будет колебаться подвижная масса 7, а подвижные массы 3, 5 и поддрессорируемая масса 1 будут почти неподвижными.

Представленная на рис. 7 схема 4-массовой колебательной системы соответствует представленной на рис. 2 также 4-массовой колебательной системе виброизолятора кабины, при этом первому 2, второму 4, третьему 6 и четвертому 8 упругодемпфирующим элементам на рис. 7 соответствуют первый 1, второй 2, третий 3 и четвертый упругодемпфирующие элементы на схеме рис. 2, первой 3, второй 5 и третьей 7 подвижным массам на рис. 7 соответствуют первая 5, вторая 6 и третья 7 подвижные массы на рис. 2, поддрессорируемому объекту 1 на рис. 7 соответствует поддрессорируемый объект 8 на рис. 2, а опорному основанию 9 на рис. 7 соответствует опорное основание 9 на рис. 2. При действии со стороны опорного основания 9 осевых возмущений (рис. 2) с первыми основными частотами f_{01} , f_{02} , f_{03} из спектра частот эксплуатационных воздействий на средства по вышеописанному принципу будут изменяться амплитуды колебаний первой 5, второй 6 и третьей 7 подвижных масс в преде-

лах осевых зазоров 13, 14, 15 и упругой деформации контактирующих с ними упругодемпфирующих элементов 1, 2, 3, 4, при этом подрессориваемый объект 8 будет совершать лишь незначительные перемещения [10].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анализ и классификация технических решений виброизоляторов подвески кабины / В. В. Шеховцов, А. В. Победин, О. Д. Косов, 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. 181–184.
2. Анализ технических решений виброизоляторов / 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. 210–211.
3. Пат. 124340 РФ, МПК F16F3/093, F16F1/373. Виброизолятор / В. В. Шеховцов, А. В. Победин, Вл. П. Шевчук, О. Д. Косов, М. В. Ляшенко, К. В. Шеховцов; ВолгГТУ. – 2013.
4. Пат. 93477 РФ, МПК F 61 F 7/12. Виброизолятор / В. В. Шеховцов, А. В. Победин, Вл. П. Шевчук, М. В. Ляшенко, К. В. Шеховцов; ГОУ ВПО «Волгогр. гос. техн. ун-т». – 2010.
5. Пат. 100159 РФ, МПК F 16 F 3/10. Виброизолятор / В. В. Шеховцов, А. В. Победин, Вл. П. Шевчук, М. В. Ляшенко, К. В. Шеховцов; ГОУ ВПО ВолгГТУ. – 2010.
6. Шеховцов, К. В. Анализ конструкций виброизоляторов для подвески кабин тракторов / К. В. Шеховцов, А. В. Победин // Городу Камышину – творческую молодежь (посвящается 15-летию Камышинского технол. ин-та (филиала) ВолгГТУ): матер. III регион. н.-практ. студ. конф., 22–23 апр. 2009 г. / ВолгГТУ, КТИ (филиал) ВолгГТУ. – Камышин, 2009. – Т. 3. – С. 196–198.
7. Shehovtsov, V. V. Classification and Analysis of the Ways of Cabin Suspension Vibroinsulators' Characteristic Formation / V. V. Shehovtsov, A. V. Pobedin, M. V. Lyashenko, K. V. Shehovtsov // XXIX Seminarium Kół Naukowych «Mechaników», Warszawa, 22–23 kwietnia 2010 r. : referaty / Wojskowa Akademia Techniczna. – Warszawa, 2010. – S. 449–452. – Англ.
8. Победин, А. В. Испытания виброизоляторов на стенде / А. В. Победин, К. В. Шеховцов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 12 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 4). – С. 41–43.
9. Пат. 104714 РФ, МПК G 01 M 7/02. Стенд для испытаний виброизоляторов / В. В. Шеховцов, А. В. Победин, Вл. П. Шевчук, М. В. Ляшенко, К. В. Шеховцов, Д. В. Бусалаев; ВолгГТУ. – 2011.
10. Стендовое оборудование для испытания виброизоляторов кабины трактора / А. В. Победин, М. В. Ляшенко, К. В. Шеховцов, З. А. Годжаев // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 7. – С. 43–48.

ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕВОЗОК И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

УДК 658.81

А. А. Алексеев, С. А. Ширяев, В. А. Гудков, Д. П. Гронин

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИСТРИБЬЮТОРСКИХ СЕТЕЙ АВТОСЕРВИСА

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ap@vstu.ru, sh-sa@vstu.ru)

В статье рассматриваются основные подходы к созданию на макро- и микро-уровнях математической имитационной модели дистрибьюторской сети автосервисных центров.

Ключевые слова: математическое моделирование, автосервис, дистрибуция.

The main approaches towards the creation at the macro- and micro- levels of mathematic simulation model of distribution network service centers is considered in the article.

Keywords: mathematical simulation, service center, distribution.

В настоящее время в сфере автомобилестроения прослеживается интеграция между продвижением к потребителю готовой продукции с услугами автосервиса [1, 2]. Распространенной формой дистрибуции мировых автомобильных брендов на российском рынке стало формирование многопрофильных дилерских сетей по примеру «Toyota», предлагающих потребителю широкий ассортимент автомобилей, запасных частей, автосервисных и сопутствующих услуг. Проведенное обследование рабочих процессов в десяти автомобильных дилерских центрах продаж и обслуживания (ДЦПО) компании «Toyota» в разных регионах России позволило разработать на микро- и макроуровне математическую имитационную модель работы дилерского центра [3, 4].

В основу микромодели положено математическое описание производственных процессов, происходящих внутри отдельно взятого дилерского центра (рис. 1, табл. 1). Увязка таких центров с внешней средой – распределительными центрами деталей, материалов и готовых изделий смоделирована в макромоделе, объединяющей несколько центров продаж и обслуживания, распределительные центры, каналы дистрибуции, точки производства (рис. 2, табл. 2). Особенностью модели является классификация сервисных работ на категории по емкости (времени) их выполнения. Возникно-

вание заявок моделируются как случайные процессы, обусловленные неравномерностью потребительского спроса.

Эффективность функционирования системы доставки в модели оценивается при помощи комплексного критерия K_{Σ} , представляющего собой комбинацию из показателей, характеризующих степень удовлетворения потребностей клиентов K_{Π} , безотказность работы $K_{\text{от}}$ и быстроту обслуживания $K_{\text{ск}}$:

$$K_{\Sigma} = \frac{K_{\Pi} K_{\text{ск}}}{K_{\text{от}}} \rightarrow \max.$$

Частные коэффициенты: эффективности удовлетворения потребностей K_{Π} , безотказности $K_{\text{от}}$, быстроты обслуживания $K_{\text{ск}}$:

$$K_{\Pi} = \frac{St}{\sum_{k=1}^3 \Pi_k}, \quad K_{\text{от}} = \frac{\sum N_{\text{отк}}}{\sum N},$$

$$K_{\text{ск}} = \frac{\sum (t_y - \sum t_{\text{ож}})}{\sum t_y},$$

где St – суммарная стоимость реализованных по рыночным ценам товаров и услуг конечному потребителю; $\sum_{k=1}^3 \Pi_k$ – и затраты, понесенные в системе, $\sum N_{\text{отк}}$ – суммарное количество сня-

тых по различным причинам заявок по всем дилерским центрам системы; $\sum N$ – суммарное число заявок, обработанных во всех дилерских центрах системы; $\sum(t_y - \sum t_{ож})$ – сум-

марное полезное время обработки заявки в системе без учета времен ожидания в технологических цепочках, $\sum t_y$ – общее суммарное время исполнения всех заявок в системе.

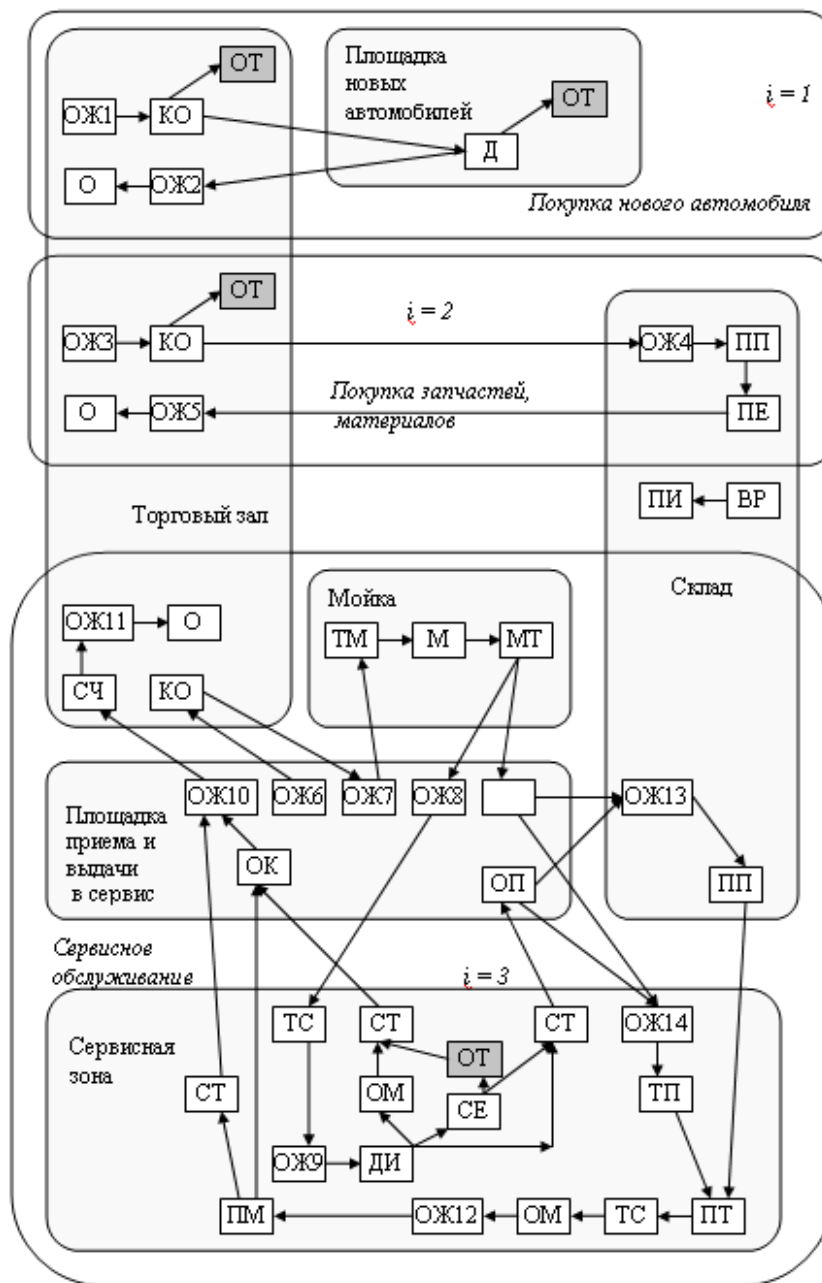


Рис. 1. Технологическая схема этапов ДЦПО (микромодель)

Таблица 1

Производственные операции, происходящие в дилерском центре

Содержание операций	Обозначение операций
Операции, выполняемые в ходе первоначального обращения клиента к сервисному консультанту	КО
Демонстрация клиенту выбранного автомобиля	Д
Оформление документов и оплата	О

Окончание табл. 1

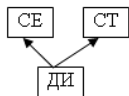
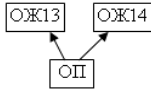
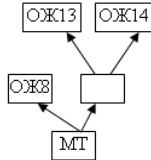
Содержание операций	Обозначение операций
Мероприятия по выдаче клиенту автомобиля из сервиса	СЧ
Подготовка пакета комплектующих к выдаче механику в сервисный центр, либо передаче консультанту в торговый зал	ПП
Передача комплектующих сформированного пакета консультанту в торговый зал	ПЕ
Непроизводительные простои, вызванные очередями, либо неготовностью условий дальнейшего обслуживания	ОЖ
Перегон мойщиком автомобиля со стоянки на мойку и с мойки на стоянку	ТМ, МТ
Выполнение мойки автомобиля	М
Перегон механиком автомобиля между стоянкой и сервисным постом	ТС, СТ
Проведение диагностики	ДИ
Переговоры с клиентом о дополнительных работах (деталях)	СЕ
Получение механиком запчастей и материалов на складе	ТП
Выполнение механиком сервисных работ	ОМ
Проверка выполненных работ мастером, подготовка документов	ПМ
Выполнение комплектующими разгрузки прибывшего транспорта дистрибьютора	ВР
Прием, проверка по наименованию и пересчет комплектующих принятого от дистрибьютора груза	ПИ
Отказ клиенту из-за невозможности исполнения заявки, либо отказ клиента от покупки (услуг)	ОТ
Ожидание приезда клиента за автомобилем	ОК
Ожидание поставки на склад недостающих деталей для обслуживания	ОП
Альтернативная развилка, возможно только одно направление (стрелки исходят из одной точки)	
Параллельная развилка, процессы идут одновременно по нескольким ветвям (стрелки исходят из разных точек)	
Сложная развилка с пустым блоком, возможно только одно направление из двух (стрелки исходят из одной точки), одно из которых порождает два параллельных процесса (стрелки исходят из разных точек)	

Таблица 2

Производственные операции, происходящие у «производителя – дистрибьютора – дилера»

Содержание операций	Обозначение операций
Производство товара	И
Хранение у производителя	ХР1
Погрузка у производителя	ПР
Перегон автомобилей с площадки на автовоз и обратно	ПН
Прием, проверка товара	ПИ
Простои, вызванные очередями, либо неготовностью условий дальнейшего обслуживания	ОЖ
Маневрирование автомобиля	МА
Оформление документов на отгруженный (принятый) товар	ОФ
Транспортирование груза к месту назначения	ТР
Подача подвижного состава под погрузку	ПО
Механизированная разгрузка у дистрибьютора	РГ

Содержание операций	Обозначение операций
Хранение товара у дистрибьютора	ХР2
Погрузка у дистрибутора силами комплектовщиков	ПГ
Разгрузка (комплектовщиками) транспорта дистрибьютора у дилера	ВР
Простой автомобиля в гараже дистрибьютора.	СТ

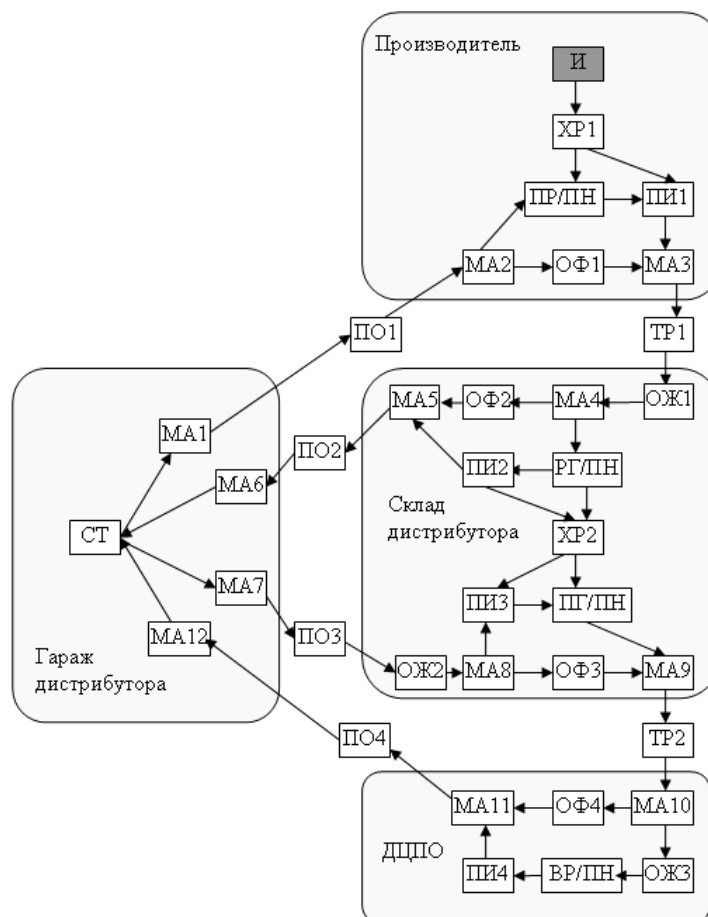


Рис. 2. Макромодель «производитель – дистрибьютор – дилер»

Указанные коэффициенты могут быть использованы в ходе оценки уровня рентабельности и эффективности вновь организуемых или реконструируемых ДЦПО, а также поиска узких мест и проблем в функционировании существующих систем товарной и сервисной дистрибуции. Принимаемые таким образом бизнес-решения должны минимизировать предпринимательский риск и способствовать формированию устойчивой сети по продвижению товара и сервиса от производителя к конечному потребителю продукции с минимальными издержками и максимальным качеством.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Варуха, В. П. Разработка методики обоснования специализации, мощности и размещения предприятий автосер-

виса в малых городах: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10: защищена 07.11.2008 / П. В. Варуха. – Черкесск, 2003. – 143 с.

2. Ширяев, С. А. Подходы к разработке сервисного плана на предприятиях автосервиса / С. А. Ширяев, А. А. Раюшкина // Транспортные и транспортно-технологические системы: материалы Международной научно-технической конференции. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2011. – С. 307–311.

3. Алексеев, А. А. Подходы к моделированию сетей дистрибуции товаров и услуг в сфере автосервиса / А. А. Алексеев, В. А. Гудков, С. А. Ширяев, Д. П. Гронин // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 10(70) / ВолгГТУ. – 2010. – С. 104–107.

4. Алексеев, А. А. Оптимизация дистрибьюторской сети автосервиса с использованием математической модели / А. А. Алексеев, Д. П. Гронин, С. А. Ширяев, В. А. Гудков // Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств: матер. VII междунар. науч.-техн. конф., Пенза, 16–18 мая 2012 г. / ФГБОУ ВПО «Пензенский гос. ун-т архитектуры и строительства», Автомобильно-дорожный ин-т. – Пенза, 2012. – С. 240–244.

УДК 629.113

*А. А. Горшенин, Е. Ю. Липатов***АНАЛИЗ УСТРОЙСТВ ДЛЯ КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ ВОДИТЕЛЯ****Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: 256kot@mail.ru, elpat@vstu.ru)

В статье классифицированы устройства и системы контроля состояния водителя автотранспортного средств, а также высказаны предположения о возможных причинах их недостаточного распространения и способах преодоления этой ситуации.

Ключевые слова: контроль состояния, водитель, алкозамок, засыпание.

Driver monitoring systems and devices are classified in article. Possible reasons of their non-extensive use are supposed as well as ways of overcoming of this situation.

Keywords: driver monitoring system, alcolock, drowsiness detection.

Количество дорожно-транспортных происшествий (ДТП) с каждым годом растет. Это связано не только с организацией дорожного движения, но и с поведением водителей на дороге. Статистические данные показывают, что число ДТП по вине водителя составляет более 80 % [2].

Одной из причин неправильных действий водителя является его небезопасное психофизиологическое состояние, например, усталость, перевозбуждение или алкогольное опьянение. Для повышения безопасности движения желательно ограничить или полностью заблокировать доступ к управлению автотранспортным средством (АТС) при наличии хотя бы одного из подобных факторов. Осуществить эту задачу призваны специальные технические средства, контролирующие состояние водителя, которыми оснащают свои автомобили ряд автопроизводителей. Однако об их широком применении говорить пока не приходится. Это может быть вызвано как дороговизной и сложностью подобных систем, так и малым опытом их эксплуатации. Для выяснения причин недостаточного широкого распространения систем контроля состояния водителя (СКСВ), а также возможности их установки на уже находящиеся в эксплуатации АТС, необходимо проанализировать их устройство и принцип действия.

Существующие СКСВ можно разделить на группы по следующим признакам: по типу предотвращаемого состояния водителя, по контролируемым параметрам и по характеру воздействия на АТС. Из опасных состояний водителя контролируются, в основном, засыпание и алкогольное опьянение. Системы этих групп представлены сравнительно большим количеством производителей, и их эффективность можно считать доказанной. Они, как правило, не могут детектировать другие виды недопустимых состояний, например, наркотическое

опьянение или эмоциональное расстройство, но со своей задачей справляются хорошо.

Единичные устройства предназначены для непосредственного контроля скорости мыслительных процессов и реакции водителя [5]. Они блокируют запуск ДВС при значительном их замедлении, что достаточно для предотвращения примерно половины потенциально опасных случаев управления АТС.

В процессе работы СКСВ контролируют различные параметры. Простейшим способом является проверка наличия реакции водителя на периодически подаваемый световой или звуковой контрольный сигнал («АВТОСТРАЖ» LG 2310 AVS, Россия; «Anti Sleep Pilot», Дания). Для определения периодичности используется алгоритм, учитывающий пройденное расстояние и соответствующее ему время, а также возраст водителя, стаж вождения, рост, массу тела, тип АТС и другие параметры.

В ряде систем (Toyota, Nissan и др.) для контроля внимания водителя используется сканирование его век и направления лица. Если глаза водителя остаются закрытыми дольше, чем при обычном моргании, система контроля подает ему предупредительные сигналы, а затем использует кратковременное резкое притормаживание для физического воздействия на него. При дальнейшем развитии опасной ситуации активируются тормоза, чтобы максимально снизить скорость неизбежного столкновения [6].

Другие системы (Volvo DAC и LDW, Mercedes-Benz Attention Assist и др.) определяют начало засыпания водителя по характеру движения АТС по дороге. Для этого используется сканирование разделительных полос дороги и/или информация о характере вращения рулевого колеса. Засыпающий или отвлекающийся водитель совершает характерные движения рулем (например, плавное отклонение от пря-

молинейного движения, затем резкий возврат к нему), что может вызывать хаотичное пересечение разделительных полос. При обнаружении таких явлений СКСВ либо ограничивается подачей предупредительных сигналов (Lane Departure Warning, LDW), либо пытается вернуть автомобиль на свою полосу движения (Lane Keeping System, LKS). Как дополнительный контролируемый параметр используется мониторинг нажатий на клавиши приборной панели и воздействий на органы управления АТС.

Схожий принцип определения недопустимого состояния водителя применяется в разработках, связанных с интеллектуальными транспортными системами (ИТС). В них для определения характера движения АТС используются входящая в ИТС система определения мгновенных координат транспортных средств. Существует также СКСВ («АВТОСТРАЖ» LG 2310 AVS), контролирующая траекторию АТС по датчикам продольного и бокового ускорения, а также углов крена и дифферента кузова.

Принципиально иной способ обнаружения усталости и засыпания водителя состоит в контроле его физиологических параметров: проводимости кожи (системы Vigiton[®] компании «Нейроком» и StopSleep компании «ПФС-диагностика»), а иногда также сердцебиения и температуры тела. Перед началом рейса водитель надевает на руку два контактных элемента, непрерывно измеряющие электродермальное сопротивление. При обнаружении состояния, предвещающего засыпание, система подает предупредительные сигналы [3].

СКСВ, предотвращающие управление АТС в нетрезвом виде, определяют наличие алкоголя в организме водителя по одному из следующих параметров:

- 1) концентрации паров алкоголя в выдыхаемом воздухе;
- 2) концентрации паров алкоголя в салоне автомобиля;
- 3) концентрации паров алкоголя в непосредственной близости от наружных слоев кожи;
- 4) концентрации алкоголя непосредственно в наружном слое кожи;
- 5) состоянию сетчатки глаза и мимике.

Для каждого из этих способов разработана своя методика измерений и соответствующая аппаратура. Если содержание алкоголя превышает установленный предел, системы этого типа блокируют запуск двигателя. Поэтому они получили название «алкозамки». Алкозамок

интегрируется в систему зажигания транспортного средства и предусматривает несколько степеней защиты от имитации выдоха, попыток запуска двигателя в обход системы, попыток взлома системы и других способов обмана [4].

Воздействие СКСВ на АТС в случае обнаружения небезопасного состояния водителя может включать в себя различные комбинации следующих методов:

блокировка запуска ДВС;

подача предупреждающих сигналов водителю (световые, звуковые, вибрация руля, усиления натяжения ремня безопасности, кратковременное притормаживание);

включение внешней аварийной сигнализации и звукового сигнала АТС, для информирования других участников движения;

снижение скорости АТС (уменьшение подачи топлива, активация тормоза);

воздействие на рулевое управление (активация усилителя руля).

На основании приведенного выше анализа можно сделать вывод о том, что на сегодняшний день существует достаточное количество технических решений СКСВ, причем эффективность многих из них доказана многолетним опытом эксплуатации. Некоторые из них интегрированы в конструкцию АТС и не могут быть установлены на другие автомобили, а некоторые допускают возможность дооборудования. Массовое распространение подобных систем благоприятно сказалось бы на дорожно-транспортной обстановке, но этого не происходит.

Причины подобной ситуации могут быть, во-первых, в недостаточной информированности автовладельцев о положительных свойствах СКСВ, во-вторых, в необходимости дополнительных расходов на их приобретение и установку и, в-третьих, здоровым консерватизмом и желанием убедиться в эффективности СКСВ на чужом опыте.

Возможным решением данной проблемы может активная агитация в пользу установки систем контроля состояния водителя, а также финансовая поддержка со стороны государства для автопредприятий и индивидуальных владельцев, внедряющих СКСВ на своих авто-транспортных средствах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Прибор контроля состояния водителя «АВТОСТРАЖ» LG 2310 AVS [Электронный ресурс] // Веб-узел городской диспетчерской службы Egds. – 2013. – Режим доступа: http://www.egds.biz/index.php?option=com_content&view=article&id=251:autostraj&catid=65&Itemid=8

2. Сведения о показателях состояния безопасности дорожного движения [Электронный ресурс] // Интернет-сайт Госавтоинспекции МВД России. – 2013. – Режим доступа: <http://www.gibdd.ru/stat/>.

3. Система поддержания работоспособности водителя Vigiton [Электронный ресурс] // Веб-узел компании Neurocom. – 2013. – Режим доступа: <http://www.neurocom.ru/ru2/auto/vigiton.html>

4. McKnight, A. S. Transdermal Alcohol Monitoring: Case Studies (Report No. DOT HS 811 603) / A. S. McKnight, J. C. Fell, A. Auld-Owens. – Washington, DC : National Highway Traffic Safety Administration, 2012. – 125 p.

5. SafeKey. A Simple Deterrent to Impaired Driving and Auto Theft [Electronic resource] : Human Laboratory Study 2011 – 2012 / SafeKey Corporation. – PDF-document. – Minneapolis : SafeKey Corporation, 2012. – Mode of access: http://www.safekeycorporation.com/read_file.php?content_type=PDF&file_name=359.pdf.

6. Sustainability Report 2008 [Electronic resource] / Toyota Motor Corporation. – PDF-document. – Toyota City : Toyota Motor Corporation, 2008. – Mode of access: http://www.toyota-global.com/sustainability/sustainability_report/pdf_file_download/08/pdf/sustainability_report08.pdf

УДК 656.113.05

В. А. Гудков, Т. Б. Залимханов, М. Ш. Абдуллаев

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ АВТОБУСА НА ПОВОРОТЕ С УЧЕТОМ УСТОЙЧИВОСТИ ПассажиРОВ НА СИДЕНИЯХ

**Волгоградский государственный технический университет
Махачкалинский филиал Московского автомобильно-дорожного
государственного технического университета (МАДИ)**

(e-mail: ap@vstu.ru, mfmadi@dagestan.ru)

В статье разработана методика определения критической скорости автобуса на повороте с учетом возможных перемещений пассажиров в салоне.

Ключевые слова: автобус, критическая скорость, перемещения пассажиров, поворот.

The paper developed a method of determining the critical speed of the bus at the corner, taking into account the possible movements of passengers in the cabin.

Keywords: bus, the critical velocity, movement of passengers, turn.

В последнее время широкое распространение получили перевозки пассажиров автобусами малой и особо малой вместимости (микроавтобусами). Проведенные статистические исследования показали, что до 8 % всех ДТП с микроавтобусами составляют такие тяжелые аварии как опрокидывание [1]. Из литературы известно, что это связано с превышением скорости движения выше критической, о которой водитель не имеет информации. Наиболее перспективным направлением повышения безопасности автобусов является разработка интеллектуальных информационных систем [2]. В работе [3] предложено информационное устройство предупреждения опрокидывания автобуса, однако оно не учитывает возможные перемещения пассажиров в салоне на повороте и поэтому может передать водителю недостоверную информацию.

Для повышения достоверности информации при создании системы предупреждения опрокидывания автобуса необходимо разработать методику оперативного определения критической скорости с учетом возможной потери устойчивости пассажиров на сидениях, поскольку, как отмечается в работе [1], они, как правило, не пристегиваются ремнями безопасности.

Проведем анализ возможного перемещения пассажиров на правых и левых поворотах в салонах с различной планировкой микроавтобуса «ГАЗель» (рис. 1). Стрелки на рис. 1, а и б указывают направление перемещения пассажиров, а их длина равна пути перемещения центров масс (ЦМ) пассажиров.

На рис. 1 видно, что в салоне с 13-местной планировкой при левом повороте может переместиться под действием центробежных сил инерции 7 пассажиров, причем один перемещается до боковой двери на большое расстояние, что может существенно снизить поперечную устойчивость микроавтобуса. На правом повороте может переместиться лишь 4 пассажира на небольшое расстояние. Таким образом, для данной планировки салона левый поворот более опасен, и критическая скорость будет ниже, чем на правом повороте.

В салоне с 14-местной планировкой отсутствуют места, расположенные поперек направления движения. Здесь на правых и левых поворотах возможны перемещения пассажиров лишь на небольшие расстояния, а при наличии подлокотников, перемещения ЦМ пассажиров будут очень малы, что незначительно ухудшает поперечную устойчивость. Однако

у такой планировки есть серьезный недостаток, состоящий в том, что не обеспечивается независимая посадка каждого пассажира, которая необходима при большой сменности пассажиров на маршруте.

В салоне с 15-местной планировкой обеспе-

чивается независимая посадка каждого пассажира, что очень удобно (рис. 2) однако при левом повороте может переместиться по инерции 7 пассажиров, причем один перемещается на большое расстояние. На правом повороте может переместиться 6 пассажиров.

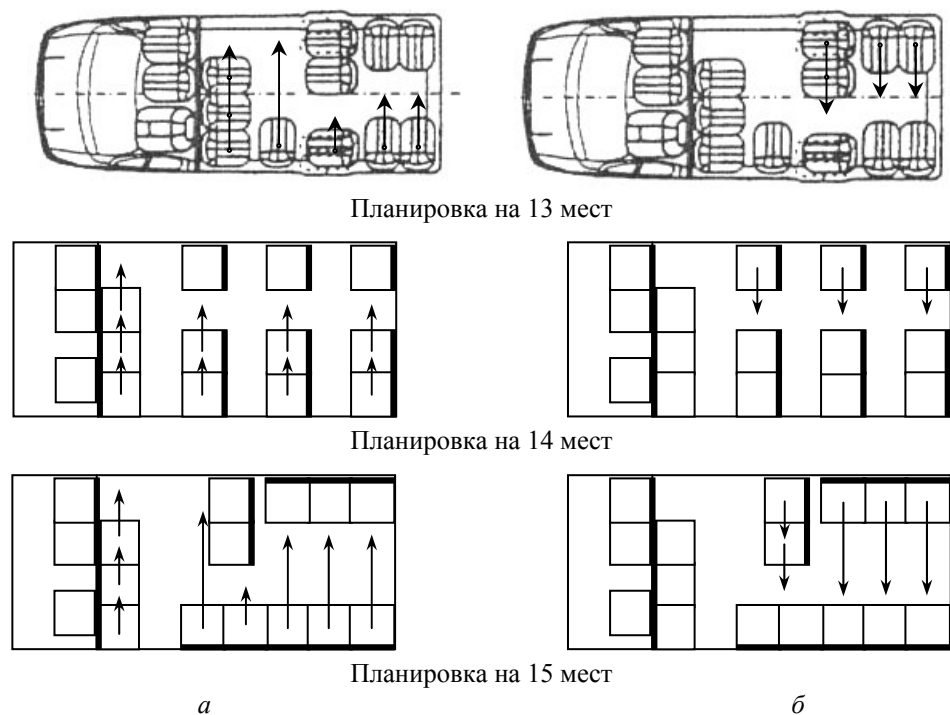


Рис. 1. Схемы возможных перемещений пассажиров на поворотах в салонах различной планировкой микроавтобуса «ГАЗель»:

а – на левом повороте; б – на правом повороте

Следует отметить, что последнее время в маршрутных микроавтобусах часто используется планировка салона, при которой сидения размещаются перпендикулярно к направлению движения. В частности такая планировка предлагается А. М. Ивановым в работе [1].

Однако при таком расположении сидений пассажиры при потере устойчивости в процессе поворота могут перемещаться на значительные расстояния, что может быть причиной опрокидывания микроавтобуса. Поэтому критическую скорость автобусов с такой планировкой салона необходимо рассчитывать из условия устойчивости пассажиров на сидениях.

Рассмотрим процесс потери пассажиром устойчивости на сидении, расположенном перпендикулярно к направлению движения (рис. 3).

Наблюдения за перемещениями человека, сидящего на сидении, в процессе крутого поворота показали, что под действием центробежной силы инерции P_n он сначала наклоняется вперед, а затем отрывается от сиденья и поворачивается вокруг центра опрокидывания (ЦО).



Рис. 2. Вид сидений, установленных перпендикулярно к направлению движения микроавтобуса Ford Transit

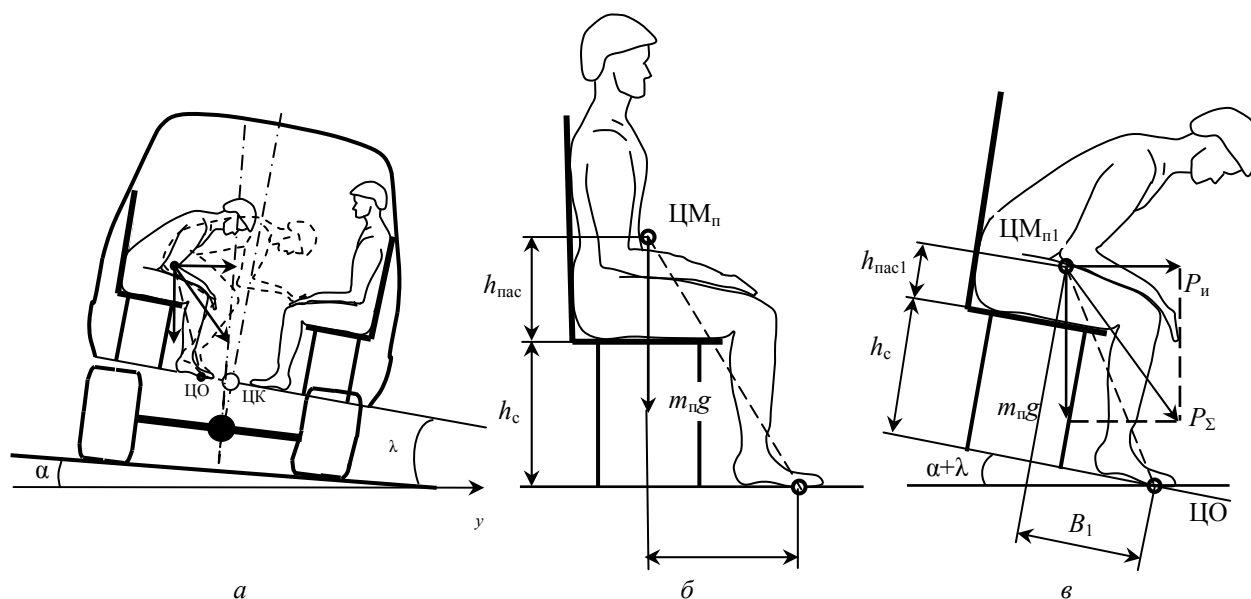


Рис. 3. Схемы для определения коэффициента устойчивости пассажира на сидении:
 а – перемещение пассажира по инерции на повороте; б – параметры пассажира при отсутствии крена кузова и поперечной силы инерции;
 в – параметры пассажира при наличии крена кузова и поперечной силы инерции

Момент, удерживающий пассажира на сидении, создается весом пассажира, т. е.

$$M_y = G_n [B_1 \cos(\alpha + \lambda) - (h_c + h_{nac1}) \sin(\alpha + \lambda)], \quad (1)$$

где G_n – вес пассажира ($G_n = m_n g$, m_n – масса пассажира, g – ускорение свободного падения).

Момент, поворачивающий сидящего пассажира относительно ЦО, создается действующей на него центробежной силой инерции P_{Π} можно определить по формуле

$$M_{оп} = P_{\Pi} [(h_c + h_{nac1}) \cos(\alpha + \lambda) + B_1 \sin(\alpha + \lambda)], \quad (2)$$

где h_c – высота сиденья над полом; h_{nac1} – высота центра масс пассажира над сиденьем; B_1 – расстояние от проекции ЦМ пассажира на пол микроавтобуса до ЦО; λ – угол наклона кузова относительно поверхности дороги; α – угол уклона поверхности дороги относительно горизонтальной плоскости.

Показателем, определяемым как отношение моментов (1) и (2), можно оценивать устойчивость пассажира на сидении:

$$\mu = \frac{M_y}{M_{оп}} = \frac{G_n}{P_{\Pi}} \cdot \frac{\frac{B_1}{h_c + h_{nac1}} \cos(\alpha + \lambda) - \sin(\alpha + \lambda)}{\cos(\alpha + \lambda) + \frac{B_1}{h_c + h_{nac1}} \sin(\alpha + \lambda)}. \quad (3)$$

Положение пассажира на сидении не устойчиво, когда этот показатель меньше единицы.

Коэффициент устойчивости пассажира на сидении можно определить как отношение плеч удерживающего и опрокидывающего пас-

сажира моментов при отсутствии крена кузова (рис. 3, б):

$$\eta_0 = \frac{B_1}{h_c + h_{nac1}}. \quad (4)$$

Подставив формулу (4) в выражение (3), получим

$$\mu = \frac{G_n}{P_{\Pi}} \cdot \frac{\eta_0 \cos(\alpha + \lambda) - \sin(\alpha + \lambda)}{\cos(\alpha + \lambda) + \eta_0 \sin(\alpha + \lambda)} = \frac{g}{j_a} \cdot \frac{\eta_0 - \operatorname{tg}(\alpha + \lambda)}{1 + \eta_0 \operatorname{tg}(\alpha + \lambda)}, \quad (5)$$

где j_a – центростремительное ускорение автобуса.

Из выражения (5) выделим коэффициент

$$\eta = \frac{\eta_0 - \operatorname{tg}(\alpha + \lambda)}{1 + \eta_0 \operatorname{tg}(\alpha + \lambda)}, \quad (6)$$

который назовем коэффициентом устойчивости пассажира при крене кузова автобуса.

На рис. 4 приведены графики, построенные по формуле (6) с учетом антропометрических данных тела человека [4]. Из графиков можно сделать вывод, что коэффициент устойчивости пассажира на сидении существенно зависит от положения стоп ног и уменьшается пропорционально росту суммы углов уклона дороги и крена кузова.

Поэтому для повышения устойчивости пассажиров на сидениях и критической скорости необходимо снижать крен кузова автобуса на поворотах, например, за счет установки мощных стабилизаторов поперечной устойчивости.

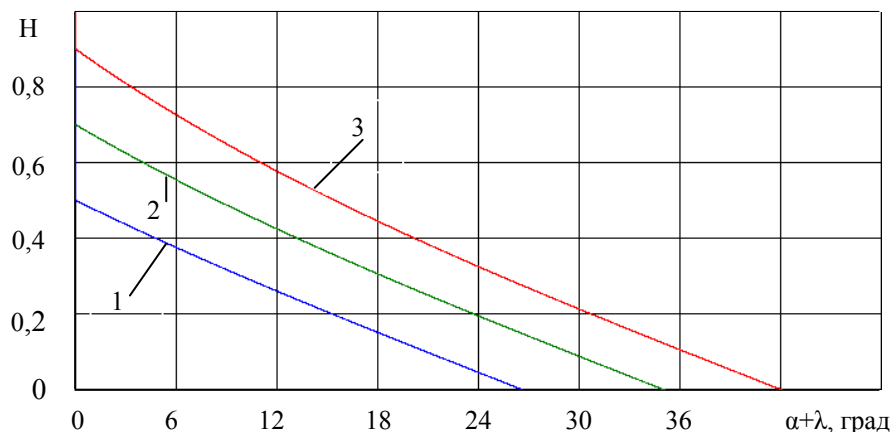


Рис. 4. Зависимость коэффициента устойчивости пассажира на сидении при крене кузова от суммы углов уклона дороги и крена кузова при различном положении стоп ног:
1 – $\eta_0 = 0,5$ (стопы ног задвинуты под сиденье); 2 – $\eta_0 = 0,7$ (стопы ног в среднем положении);
3 – $\eta_0 = 0,9$ (стопы ног выдвинуты от сидения)

Поперечная сила инерции, действующая на автобус на повороте определяется по формуле [5]

$$P_y = \frac{G_a}{g} \left(\frac{v_a^2}{3,6^2 R} + \xi \frac{L}{R} \frac{dv_a}{dt} + \xi \frac{v_a}{3,6} \frac{L^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right), \quad (7)$$

где G_a – вес автобуса; $\xi = \frac{b}{L}$ – коэффициент расположения центра масс; b – расстояние от ЦМ автобуса до заднего моста; L – база автобуса; v_a – скорость автобуса; R – радиус поворота автобуса; θ – средний угол поворота управляемых колес.

Тогда $\eta = \frac{j_a}{g} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \alpha - \lambda) =$

$$= \frac{P_y}{m_a g} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \alpha - \lambda), \quad (8)$$

или $\eta = \frac{1}{g} \left(\frac{v_a^2}{3,6^2 R} + \xi \frac{L}{R} \frac{dv_a}{dt} + \xi \frac{v_a}{3,6} \frac{L^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right) \times$

$$\operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \alpha - \lambda). \quad (9)$$

Примем допущение, что скорость автобуса при повороте постоянна. Тогда

$$\eta = \frac{1}{g} \left(\frac{v_a^2}{3,6^2 R} + \xi \frac{v_a}{3,6} \frac{L^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right) \times$$

$$\operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \alpha - \lambda). \quad (10)$$

Отсюда уравнение для определения критической скорости на повороте

$$v_{a \text{ кр}}^2 + 3,6 \xi \frac{L^2 + R^2}{R} \frac{d\theta}{dt} \cdot v_{a \text{ кр}} -$$

$$- 3,6^2 R g \eta \operatorname{ctg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \alpha - \lambda) = 0, \quad (11)$$

и общее решение этого уравнения

$$v_{a \text{ кр}} = -3,6 \xi \frac{L^2 + R^2}{2R} \frac{d\theta}{dt} + \frac{1}{2} \sqrt{\left(3,6 \xi \frac{L^2 + R^2}{R} \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + 4 \cdot 3,6^2 R g \eta \operatorname{ctg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \alpha - \lambda)} \quad (12)$$

Полученная формула может быть использована в информационной системе предупреждения опрокидывания автобуса для оперативного определения критической скорости на повороте (с учетом устойчивости пассажиров на сидениях).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Балабаева, И. Безопасный маршрутный автобус / И. Балабаева // Автомобильный транспорт. – М.: Просвещение, 2-2009. – С. 46 – 47.
2. Яхьяев, Н. Я. Информационное обеспечение организации и безопасности дорожного движения: учеб. пособие / Н. Я. Яхьяев, А. Н. Романов, Т. Б. Залимханов,

А. В. Кораблин. – Махачкала: ГУП «Типография ДНЦ РАН», 2009. – 248 с.

3. Рябов, И. М. Повышение активной безопасности автобусов особо малой вместимости в системе «водитель – автомобиль – дорога – среда – пассажиры» с помощью информационного устройства / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, Т. Б. Залимханов, М. Ш. Абдуллаев // Грузовик. – М.: Машиностроение, 2012. – № 4. – С. 13–18.

4. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. / Ред. совет: В 41. – В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1980. – Т. 6. Защита от вибраций и ударов / Под ред. К. В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.

5. Зимелев, Г. В. Теория автомобиля / Г. В. Зимелев. – Военное издательство министерства обороны союза ССР, 1957. – 455 с.

УДК 625.712

*Н. В. Занозина, А. Г. Левашев, И. М. Головных***ИЗМЕРЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ВНЕУЛИЧНЫХ СТОЯНОК**

**Национальный исследовательский
Иркутский государственный технический университет**
(e-mail: transport@istu.edu)

В статье представлен метод оценки характеристик работы внеуличных стоянок на основе данных, получаемых с детекторов на въездах на стоянки и выездах с них. Представлены результаты тестирования предложенной методики на примере данных автомобильной стоянки одного из торговых центров Иркутска.

Ключевые слова: автомобильная стоянка, продолжительность парковки, распределение продолжительности парковки, оценка спроса на парковку.

The article is devoted to the problem of the parking generation estimation and parking duration distribution estimation using data of distribution of the customers' trips. The results of the testing of the method offered are presented.

Keywords: parking facility, parking duration, distribution of parking duration, parking demand estimation.

Одной из наиболее актуальных проблем, связанных с постоянным ростом уровня автомобилизации является вопрос хранения транспортных средств на уличных и внеуличных стоянках при различных объектах тяготения.

Ярким примером является центральная часть Иркутска, где за последние десять лет количество одновременно стоящих автомобилей возросло в три раза.

На загрузку улично-дорожной сети начинают оказывать серьезное влияние объекты массового обслуживания населения, например торговые центры, которые по величине совершаемых к ним поездок уже могут конкурировать с целыми районами города.

Для того, чтобы можно было учитывать такие объекты в задачах транспортного планирования и организации дорожного движения возникает необходимость, изучения генерации посещений к таким объектам и режимов работы стоянок при них.

Вместе с тем, проведение таких исследований требует непрерывного наблюдения за объектами в течение всего дня, включая утренний и вечерний пиковые периоды, с фиксированием государственных номеров въезжающих и выезжающих автомобилей. При этом часто в результате неточного фиксирования номеров автомобилей результаты измерений содержат ошибки, которые достигают 50 % от всего объема наблюдений.

В связи с этим была сформулирована цель исследования – разработать методику оценки продолжительности парковки, используя только измеренные значения количества прибывающих и убывающих автомобилей в течение рассматриваемых временных интервалов, без фиксирования государственных номеров автомобилей.

Для достижения поставленной цели было необходимо:

- используя существующие методы оценки матриц корреспонденций транспортных потоков по замерам на сети [1–3] разработать методику оценки продолжительности парковки;
- апробировать предложенную методику на примере результатов исследования продолжительности парковки одного из торговых центров Иркутска (в работе рассмотрен рынок Южный в г. Иркутске).

Информацию о том, сколько автомобилей приезжает и когда они уезжают, можно представить в виде матрицы (рис. 1), у которой диагональ и значения выше диагонали – это количество прибывающих (строка) и убывающих (столбец) посетителей. Все, что ниже диагонали, равно нулю, поскольку течение времени имеет одну направленность (т. е. те, кто прибыли в 10:00, не могут уехать в 9:00).

Начальную оценку, матрицы распределения автомобилей между интервалами прибытия и убытия предлагается определять гравитационным методом. В этом методе требуется функция продолжительности парковки, которая является неизвестной на данном этапе. В данной работе рассматриваются три случая с разными вариантами функций, заменяющих фактическое значение (постоянная, обратная и обратная квадратическая).

Предложенная методика была протестирована на примере внеуличной стоянки в Иркутске (рис. 2). Полученные результаты (рис. 3) имеют определенную погрешность, подтверждаемую показателем RMSE (рис. 4), но при этом она позволяет исключить ошибки, связанные с ручным фиксированием номеров автомобилей, и сократить затраты времени на проведение обследований. Для рассмотренного объекта затраты на обследование сокращаются на 60 %.

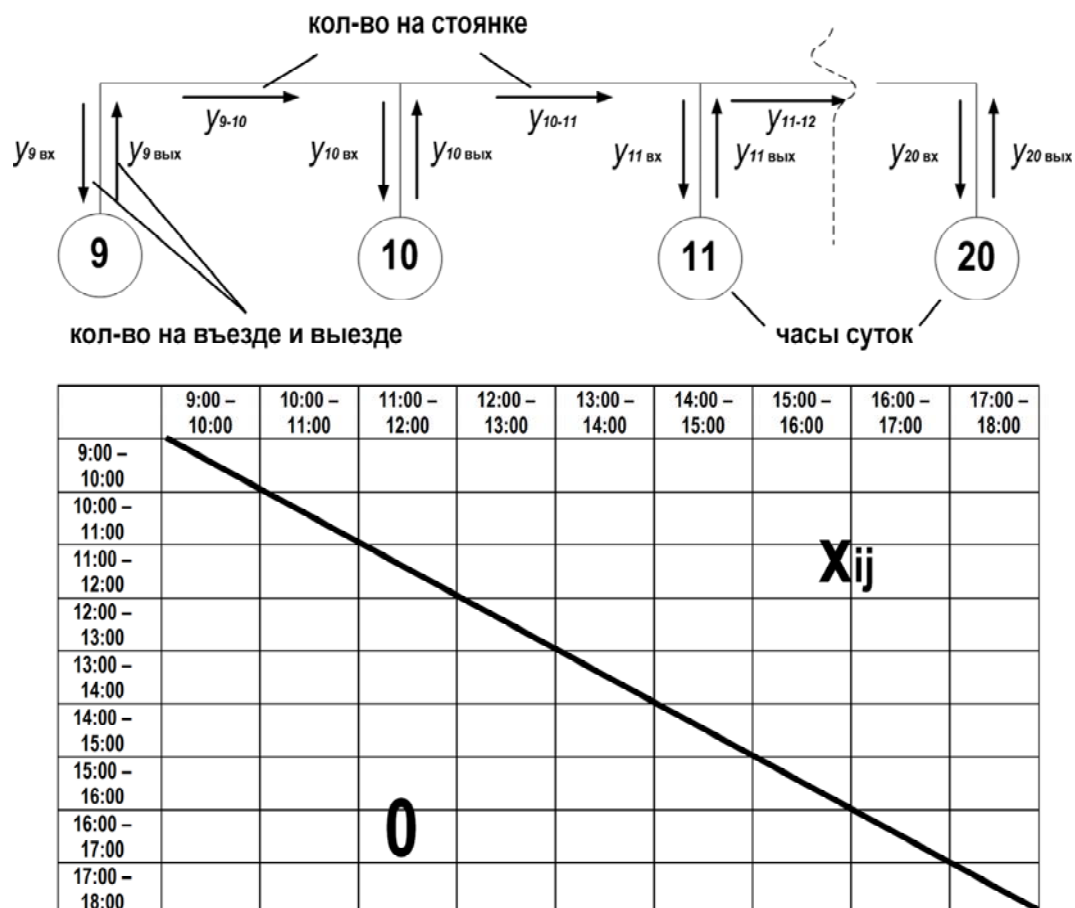


Рис. 1. Схема временных интервалов и матрица корреспонденций автомобилей между часами прибытия и убытия

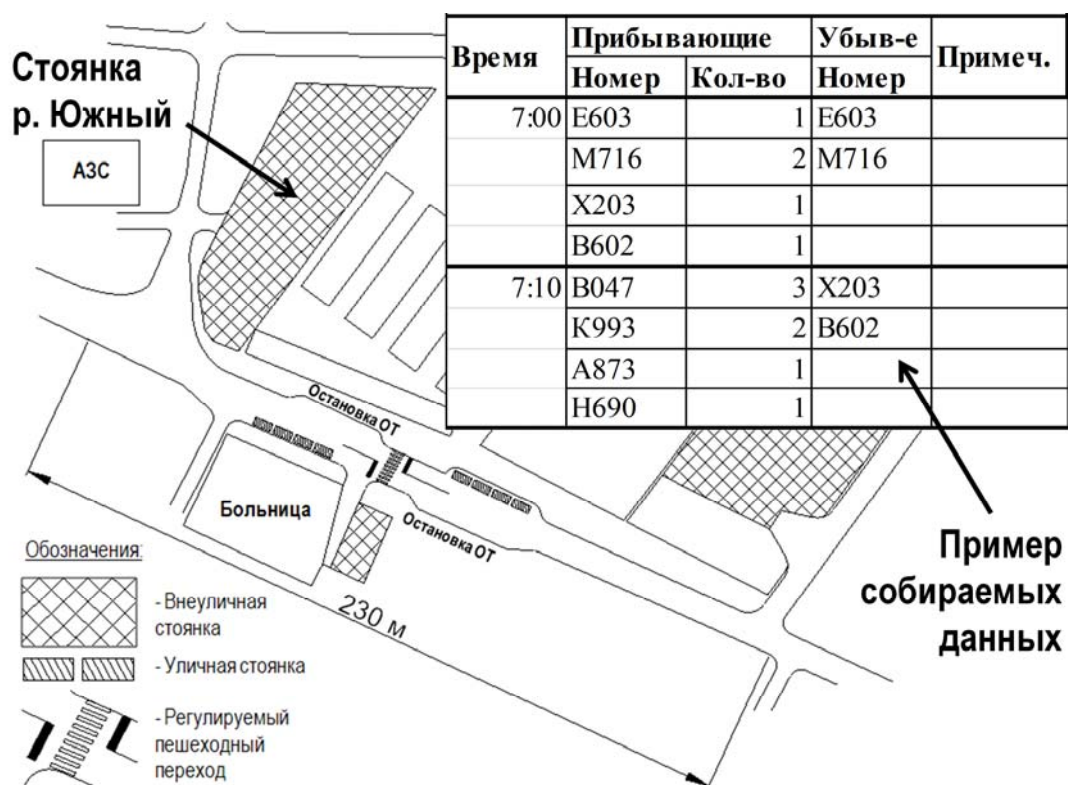


Рис. 2. Схема участка УДС в зоне внеуличных стоянок р. Южный и ТЦ Версаль в Иркутске

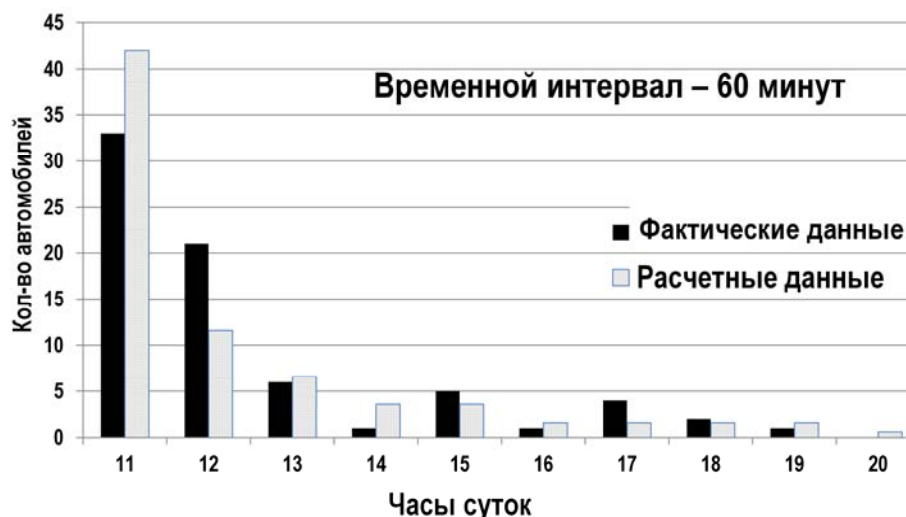


Рис. 3. Распределения убывающих посетителей, прибывших с 11:00 до 12:00 (сравнение фактических и оцененных по предлагаемому методу значений)

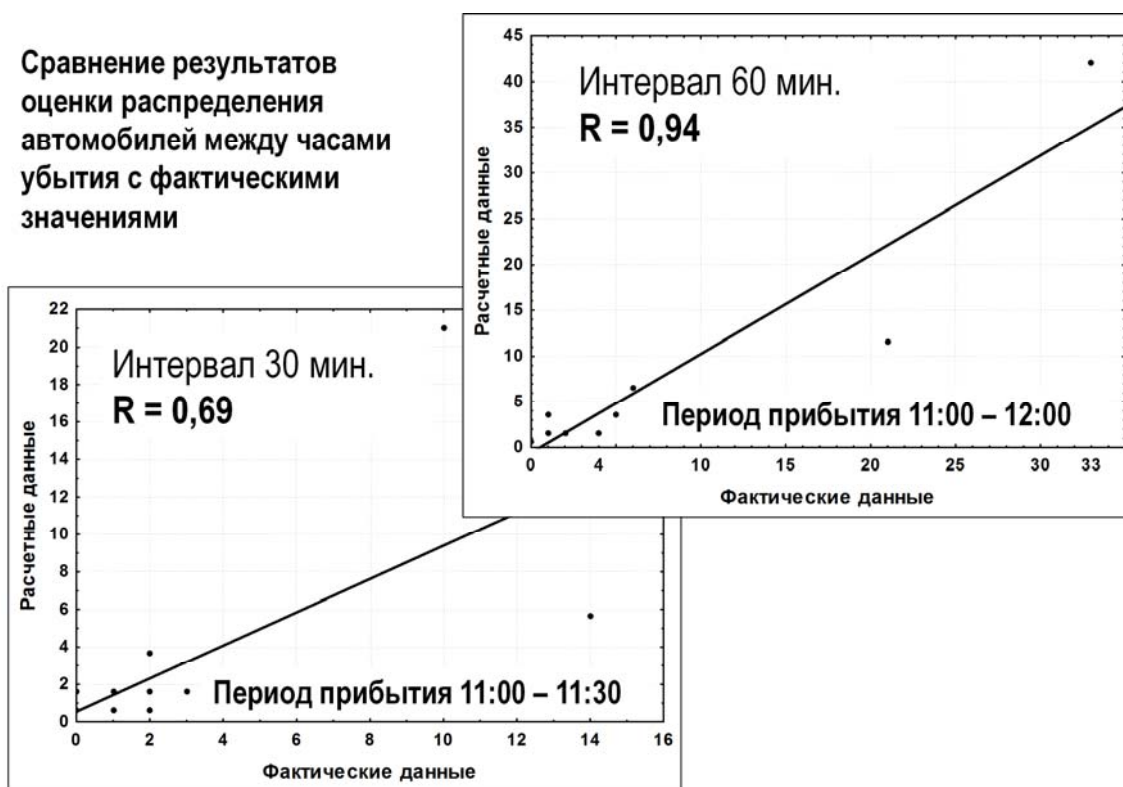


Рис. 4. Сравнение результатов оценки с фактическими значениями

Вместе с тем, считаем, что для полноценного использования этого метода необходимо дополнительные исследования по данным других стоянок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шаров, М. И. Перспективы управления транспортным спросом / М. И. Шаров // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2011. – Т. 48. – № 1. – С. 119–123.

2. Левашев, А. Г. Управление дорожным движением на магистральных улицах / А. Г. Левашев, С. Е. Тебеньков, Е. С. Иванченко // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2012. – Т. 68. – № 9. – С. 152–157.

3. Михайлов, А. Ю. Перспективная тематика исследований в области теории транспортных потоков / А. Ю. Михайлов, И. М. Головных // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2005. – Т. 22. – № 2. – С. 128–130.

УДК 625.712

*Е. С. Иванченко, С. Е. Тебеньков, А. Ю. Михайлов***ИЗМЕРЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ
НА КОЛЬЦЕВЫХ ПЕРЕСЕЧЕНИЯХ****Национальный исследовательский
Иркутский государственный технический университет
(e-mail: transport@istu.edu)**

В статье рассматривается российский и зарубежный опыт применения кольцевых пересечений как элемента улично-дорожной сети с более высокой пропускной способностью в сравнении с нерегулируемыми пересечениями. Приводятся справочные данные геометрических параметров кольцевых пересечений и формулы по оценке их пропускной способности.

Ключевые слова: нерегулируемое пересечение, кольцевое пересечение, пропускная способность, параметры транспортного потока на кольцевых пересечениях.

The article is devoted to the state-of-the-art in the implementing small roundabouts. The input data that is necessary for the capacity calculation are presented.

Keywords: unsignalized intersection, roundabouts, methods of estimation of roundabouts capacity.

Одной из важнейших проблем эксплуатации автомобильного транспорта в нашей стране является состояние безопасности дорожного движения в российских городах. Концентрация ДТП отмечается, в том числе, на нерегулируемых перекрестках, составляющих значительную долю всех пересечений городских улично-дорожных сетей (УДС). В соответствии с данными международной статистики переоборудование нерегулируемых пересечений в кольцевые пересечения малого и среднего диаметра позволяет снизить аварийность на 40–80 %, что обусловило широкое распространение «современных кольцевых пересечений» (modern roundabouts). Этим термином обозначаются кольцевые пересечения малого и среднего диаметра, имеющие приоритет движения по кольцевой проезжей части и целый ряд особенностей проектирования геометрических элементов [4–7], обеспечивающих проезд длинномерных транспортных средств и безопасное движение пешеходов. Такие кольцевые пересечения получили широкое применение в США, Канаде, большинстве стран Западной Европы, Израиле и англоязычных странах: Австралии, Новой Зеландии, Южной Африке. Масштабы применения современных кольцевых пересечений характеризуются следующими цифрами: по данным английской прессы в Великобритании насчитывается 5000 таких пересечений; во Франции в конце 1994 г. насчитывалось около 12080 современных кольцевых пересечений, а в 2005 г. их уже было более 27000. В российской практике организации дорожного движения (ОДД) кольцевые пересечения еще не получили должного применения. Поэтому важны исследования, доказывающие, что компактные

кольцевые пересечения, признанные в мировой практике одним из самых эффективных средств снижения аварийности, позволяют повысить качество ОДД и по другим показателям.

В силу своих геометрических параметров компактные пересечения не требуют значительной территории. Поскольку в Российской Федерации нет опыта эксплуатации колец или мини-колец, центральные островки которых выделяются разметкой или выполняются пологими и приподнятыми на 10–12 см, внедрение этого типа пересечений может сопровождаться нарушениями правил движения.

Поэтому представляется, что для российской практики пока более актуальны компактные кольцевые пересечения:

- компактные кольца могут размещаться в габаритах красных линий на магистральных улицах районного значения, имеющих две полосы движения, и на местных улицах;
- в отличие от мини-колец, компактные кольца имеют выделенный бортовым камнем центральный островок, что важно в условиях низкой дисциплины водителей;
- применяемые конструкции центральных островков компактных колец (Англия, Германия, США, Франция) предусматривают движение длинномерных транспортных средств (центральный островок включает наклонную краевую полосу шириной 1–2 м, на которую заезжают длинномерные грузовые автомобили и автобусы). Поскольку эффективность современных кольцевых пересечений как средства снижения аварийности убедительно доказана мировой статистикой, оценке подлежит применимость таких пересечений с позиций обеспечения пропускной способности и приемлемых уровней задержек.

В Великобритании и США пересечения, классифицируемые как компактные кольца (**Compact Roundabout**), имеют:

- по одной полосе движения на входах и выходах;
- одну-две полосы движения на кольцевой проезжей части.

Этот тип пересечений имеет меньшую пропускную способность, чем нормальные кольцевые пересечения, но обеспечивают более удобные условия движения для пешеходов. В Англии они применяются на улицах с разрешаемой скоростью движения до 40 миль/ч (74 км/ч).

В качестве достоинств компактных колец отметим следующее:

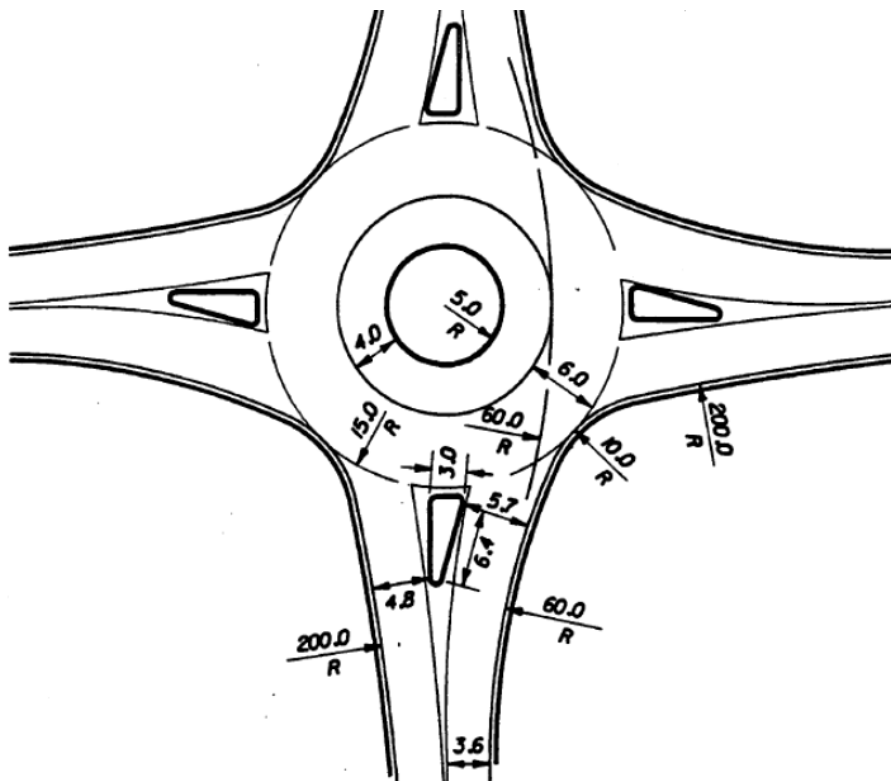
- компактные кольца могут размещаться в габаритах красных линий на магистральных улицах районного значения, имеющих две полосы движения и на местных улицах;
- применяемые конструкции центральных островков компактных колец (Англия, Герма-

ния, США, Франция) предусматривают движение длиномерных транспортных средств, центральный островок включает наклонную краевую полосу шириной 1-2 м, на которую заезжают грузовые автомобили и автобусы.

В американских нормах (*Roundabouts: An Informational Guide*, FHWA-RD-00-67) городские компактные пересечения имеют следующие параметры:

- расчетная скорость движения – 25 км/ч;
- внешний диаметр – 30 м;
- суточная интенсивность движения – до 15 000 авт./сутки.

Пример геометрической компоновки компактного пересечения представлен на рисунке. В данном примере внешний диаметр кольцевой проезжей части составляет 30 м, соответственно при устройстве компактного кольцевого пересечения не требуется значительной дополнительной территории, по сравнению с обычными перекрестками.



Минимальные геометрические размеры (м) компактного кольцевого пересечения (Руководство – *FLORIDA ROUNDABOUT GUIDE*). Геометрические параметры: радиус центрального островка – 5 м; ширина апрона – 4 м; ширина входа на кольцевую проезжую часть – 5,7 м; радиус закругления правой кромки на входе на кольцевую проезжую часть (у стоп-линии) – 10 м; ширина кольцевой проезжей части – 6 м; внешний радиус (радиус вписывания – 15 м)

В этой связи было сформулировано исследование, выполняемое в рамках деятельности Транспортной лаборатории ИрГТУ [1–3], посвященное сравнительному анализу компак-

ных кольцевых пересечений и нерегулируемых пересечений с использованием показателей суммарная пропускная способность и суммарные задержки транспортных средств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шаров, М. И. Перспективы управления транспортным спросом / М. И. Шаров // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2011. – Т. 48. – № 1. – С. 119–123.
2. Левашев, А. Г. К вопросу об исследовании характеристик парковки в районе крупных центров обслуживания / А. Г. Левашев // Вестник ИрГТУ. – Иркутск, 2011. – № 3. – С. 55–59.
3. Михайлов, А. Ю. Перспективная тематика исследований в области теории транспортных потоков / А. Ю. Михайлов, И. М. Головных // Вестник Иркутского государственного

технического университета, 2005. – Т. 22. – № 2. – С. 128–130.

4. http://www.ukmotorists.com/Using_UK_Roundabouts_Safely.mht
5. TD 16/07. Geometric Design of Roundabouts. Design Manual for Roads and bridges. Road geometry. Volume 6, Section 2, Junctions 2007, 51 p.
6. TD 16/93. Geometric Design of Roundabouts. Design Manual for Roads and bridges. Road geometry. Volume 6, Section 2, Junctions, 1993, 61 p.
7. TD 54/07. Design of Mini-roundabouts. Design Manual for Roads and bridges. Road geometry. Volume 6, Section 2, Junctions, 2007. 31 p.

УДК 656.13.07:519.2

Н. К. Клепик, А. В. Лемешкин, Н. Н. Калмыкова

АППРОКСИМАЦИЯ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ ЗАКОНОМ ЭРЛАНГА

Волгоградский государственный технический университет

(email: met.sps@gmail.com)

В статье представлена методика аппроксимации законом Эрланга.

Ключевые слова: закон распределения, гипотеза, закон Эрланга.

The paper presents a methodology for the approximation of the law Erlang.

Keywords: distribution law, hypothesis, the law Erlang.

При решении многих экономических и технических задач часто возникает необходимость описания распределения опытных данных вероятностными законами. Одним из таких законов является распределение Эрланга, находящее самое широкое применение в теории транспортных процессов и систем [1]. Так, при погрузке вязких грузов (растворы, бетонные смеси) закономерность продолжительности элемента погрузки описывается законом Эрланга, продолжительность элемента оформления документов также хорошо поддается описанию распределением Эрланга.

Плотность распределения Эрланга определяется зависимостью

$$f(t) = \frac{\lambda(\lambda t)^k}{k!} e^{-\lambda t}, \quad (1)$$

где t – случайная величина; k – параметр, численно равный числу складываемых показательных законов; λ – параметр, численно равный интенсивности числа появлений событий каждого из складываемых показательных законов.

Сложность при выравнивании экспериментальных данных законом Эрланга заключается в определении числа k складываемых показательных законов. Эту величину приближенно можно найти, используя свойства гамма-распределения, имеющего следующий вид:

$$f(t) = \frac{\lambda^\alpha}{\Gamma(\alpha)} t^{\alpha-1} e^{-\lambda t}, \quad (2)$$

где $\Gamma(\alpha) = (\alpha - 1)!$ – гамма-функция Эйлера, а величины t , α , λ имеют тот же смысл, что и для распределения Эрланга. Известно, что последнее распределение получается из гамма-распределения при α целом положительном

$$k = \alpha - 1 \quad (3)$$

Покажем на примере исследования одного из этапов транспортного процесса – времени погрузки автомобилей – порядок проверки гипотезы о принадлежности опытных данных к закону Эрланга. Методика и результаты расчетов даны в таблице. Там же приведены значения точечных статистических оценок: математического ожидания и дисперсии:

$$M(t) = 42,85 \text{ мин}; D(t) = 582,28.$$

Для гамма-распределения математическое ожидание и дисперсия через параметры α и λ выражаются следующими зависимостями:

$$M(t) = \frac{\alpha}{\lambda} = 42,85. \quad (4)$$

$$D(t) = \frac{\alpha}{\lambda^2} = 582,28.$$

Результатом решения этой системы будет $\alpha = 3,153 \approx 3$; $\lambda = 0,0736$. В дальнейшем проверяется гипотеза о принадлежности опытных данных гамма-распределению. Порядок этой проверки хорошо известен и подробно освещен в работе [2]. При положительном результате подтверждения гипотезы, как в рассматриваемом

примере, округляем параметр α до ближайшего целого и находим скорректированное значение величины λ

$$\alpha = 3,153 \approx 3; \quad \lambda = 0,070; \quad k = \alpha - 1 = 2.$$

Теоретические вероятности попадания случайной величины в интервалы (α, β) для закона Эрланга k -того рода определяются зависимостью

$$P(\alpha_i < t < \beta_i) = \int_{\alpha_i}^{\beta_i} \frac{\lambda(\lambda t)^k}{k!} e^{-\lambda t} dt = F(-\lambda t) \Big|_{\alpha_i}^{\beta_i}, \quad (5)$$

где $F(x)$ – интегральная функция распределения.

Интегралы типа (5) легко берутся с помощью интегрирования по частям и в зависимости от значения k интегральную функцию распределения можно представить в виде

$$F(x) = \frac{e^{-x}}{k!} f_k(x). \quad (6)$$

В работе определено, что в рекуррентной форме функция $f(x)$ имеет вид

$$f_{k+1}(x) = x^k + k f_k(x); \quad (7)$$

при начальном условии $f_0(x) = 1$.

Статистическая обработка экспериментальных данных – времени простоя автомобилей под погрузкой

Номер разряда	Границы интервалов времени простоя $\alpha_i - \beta_i$	Середины интервалов t_{Ci} , мин	Опытные частоты m_i^*	Опытные частоты P_i^*	$m_i^* t_{Ci}$	$m_i^* t_{Ci}^2$	Теоретические вероятности P_i	Теоретические числа попадания в разряды m_i	Слагаемые критерия Пирсона $(m_i^* - m_i)^2 / m_i$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	4–16	10	8	0,100	680	800	0,101	8,1	0,00
2	16–28	22	17	0,2175	374	8228	0,208	16,4	0,02
3	28–40	34	18	0,225	612	20808	0,219	17,5	0,01
4	40–52	46	13	0,1625	598	27508	0,173	13,9	0,06
5	52–64	58	10	0,125	580	33640	0,120	9,6	0,09
6	64–76	70	5	0,0625	350	24500	0,076	6,1	0,20
7	76–88	82	3	0,0375	246	20172	0,046	3,6	0,04
8	88–100	94	4	0,050	376	35344	0,025	2,0	2,00
9	100–112	106	2	0,025	212	22472	0,014	1,1	0,74
Итоговая строка			$\sum m_i^* = 80$	$\sum P_i^* = 1,0$	$\sum m_i^* t_{Ci} = 3428$	$\sum m_i^* t_{Ci}^2 = 193472$			$\chi^2 = 3,09$

$$M(t) = \frac{\sum m_i^* t_{Ci}}{\sum m_i^*} = 42,85; \quad D(t) = \frac{\sum m_i^* t_{Ci}^2}{\sum m_i^*} - [M(t)]^2 = 582,28.$$

Используя (7) для различных значений k , последовательно получаем следующие выражения для интегральной функции:

$$k = 0 \quad F(x) = -e^{-x} - \text{показательный закон};$$

$$k = 1 \quad F(x) = -e^{-x}(x+1) - \text{закон Эрланга 1-го рода};$$

$$k = 2 \quad F(x) = -(e^{-x}/2)(x^2 + 2x + 2) - \text{закон Эрланга 2-го рода};$$

$$k = 3 \quad F(x) = -(e^{-x}/6)(x^3 + 3x^2 + 6x + 6) - \text{закон Эрланга 3-го рода}.$$

При больших значениях $k \geq 4$ распределение Эрланга приближается к закону Вейбулла и нормальному распределению, поэтому вопрос о выдвижении гипотезы о принадлежности опытных данных к тому или иному закону должен решаться весьма скрупулезно с привлечением дополнительной априорной информации.

Проверка статистической гипотезы о принадлежности распределения опытных данных закону Эрланга дает положительный результат. Для числа степеней свободы $n=6$ и уровня зна-

чимости $\gamma=0,005$ опытное значение критерия Пирсона меньше теоретического:

$$\chi_T^2(0,05; 6) = 12,5 > \chi_{\text{оп}}^2 = 3,09.$$

В случаях, когда параметр $\alpha \approx k + 0,5$, можно выполнить два варианта проверки гипотезы для k и $k + 1$ и предпочесть тот вариант, для которого опытное значение χ^2 – квадрат Пирсона будет наименьшим.

Предлагаемый алгоритм описания экспериментальных данных законом Эрланга может быть использован при решении многих задач автомобильного транспорта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вельможин, А. В. Теория транспортных процессов и систем: учебник для вузов / А. В. Вельможин, В. А. Гудков, Л. Б. Миротин. – М.: Транспорт, 1998. – 164 с.
2. Клепик, Н. К. Статистическая обработка экспериментальных данных в задачах автомобильного транспорта: учеб. пособие / Н. К. Клепик, А. В. Лемешкин, Н. Н. Калмыкова. – Волгоград: ИУНЛ ВолгГТУ, 2011. – 84 с.

УДК 656.132.072

Ю. Я. Комаров, С. В. Колесников, С. В. Ганзин, Д. Ю. Комаров***ОСНОВНЫЕ ПОДХОДЫ К ПОВЫШЕНИЮ СКОРОСТИ СООБЩЕНИЯ
НА ОБЩЕСТВЕННОМ АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ В Г. ВОЛГОГРАДЕ****Волгоградский государственный технический университет*****МУП «ВПАТП №7»**

(e-mail: atrans@vstu.ru)

В статье рассмотрены проблемы развития городского общественного транспорта и перспективы его развития на основе скоростных автобусных перевозок.

Ключевые слова: скоростные автобусные перевозки.

In article problems of development of city public transport and prospect of its development on the basis of bus rapid transit are considered.

Keywords: bus rapid transit .

Анализ функционирования транспортных систем городов показывает, что акцент только на развитие улично-дорожной сети не позволяет решить проблемы организации перевозок и движения. Опыт развитых стран показывает, что одним из стратегических путей решения этой проблемы является создание условий для приоритетного развития общественного транспорта для того, чтобы стимулировать переход населения от индивидуального транспорта к автобусам.

Отличительными особенностями г. Волгограда являются ленточная топология и высокий темп роста уровня автомобилизации, превышающий средние показатели по стране. На 1 января 2013 года уровень автомобилизации в городе составил 242 легковых автомобилей на 1000 жителей. СНиП 2.07.01–89 «Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений» предусмотрен уровень автомобилизации на расчетный срок 200–250 легковых автомобилей. Таким образом, уже сейчас уровень автомобилизации в городе достиг предельных показателей, что требует разработки кардинальных мер для совершенствования организации дорожного движения и улучшения обслуживания пассажиров [1].

На основании анализа ситуации, сложившейся в г. Волгограде в организации дорожного движения и на общественном транспорте, можно сделать вывод о глубоком кризисе в этой области. Так, структура подвижного состава городского транспорта общего пользования на 70 % представлена автобусами малой вместимости (ГАЗель), 22 % – электротранспорт и только 8 % – автобусами средней и большой вместимости.

Кроме того, работа общественного транспорта ставит перед городом ряд проблем:

– низкие доступность, комфортабельность и качество пассажирских перевозок, вызванные, в частности, неудовлетворительным состоянием автомобильных дорог [2, 3];

– нерациональные схемы движения общественного транспорта;

– значительный объем перевозок составляют коммерческие маршрутные такси [4];

– высокий уровень загрязнения окружающей среды;

– высокая аварийность частного транспорта;

– отсутствие четкой законодательной базы организации пассажирских перевозок;

– невысокая средняя скорость сообщения – 10–15 км/ч;

– отсутствие гарантированной посадки в маршрутные такси (особенно на промежуточных остановках).

Например, по главной магистрали города – просп. Ленина проходит 66 маршрутов плюс 15 пригородных, которые обслуживает 1144 единиц транспортных средств. Попытка организовать скоростное движение на просп. Ленина и Второй продольной магистрали путем выделения крайней правой полосы движения не увенчалась успехом, так как фактически, зачастую, это полоса занята припаркованными автомобилями или при заторах ее занимают другие автомобили.

Чтобы развеять негативный имидж автобусных перевозок, нужно полностью пересмотреть каждый аспект обслуживания и функционирования транспорта. Необходимо *создать высококачественный общественный транспорт, способный конкурировать с личными автомобилями.*

С точки зрения пассажира, общественный транспорт, способный конкурировать с частным автомобилем, должен быть конкурентоспособен

в сферах итогового времени поездки, комфорта, стоимости и удобства. Данным параметрам отвечает такой вид общественного транспорта, как скоростные автобусные перевозки.

Скоростные автобусные перевозки (САП) – это высококачественная, опирающаяся на автобусы, транспортная система, которая удовлетворяет потребности быстрой, удобной и рентабельной городской мобильности,

путем создания инфраструктуры выделенных полос движения, обеспечения высокой скорости передвижения с минимальными интервалами между рейсами, а также использования маркетинга при обслуживании клиентов.

В качестве основных причин внедрения САП в городе Волгограде можно указать следующие пять причин.

Причина 1 – Эффективный вариант.

Сравнительная эффективность строительства САП со строительством скоростного трамвая в г. Волгограде

Города	Продолжительность строительства, лет	Длина, км	Количество пассажиров в день, чел.	Стоимость 1 км, млн. \$	Средняя скорость, км/ч
Волгоград (Россия)*	35	17	135 000	46,5	26
Богота (Колумбия)	3	84	1 450 000	5,3–13,3	27
Сан-Пауло (Бразилия)	12	142	2 000 000	2,0–15,0	22
Куриitiba (Бразилия)	8	64	562 000	1,1–6,0	24

* – строительство скоростного трамвая.

Как видно из таблицы, скорость создания системы общественного транспорта (САП) при значительно низких затратах намного выше, чем скоростного трамвая в г. Волгограде.

Причина 2 – Низкая стоимость инфраструктуры и возможность функционировать без дотаций (система САП обычно будет стоить от 4 до 20 раз дешевле, чем трамвайная или легкорельсовая (LRT) транспортная система и от 10 до 100 раз дешевле, чем метро. На 6 млрд. рублей можно построить либо 60 км САП, либо всего 4 км скоростного трамвая.

Причина 3 – Возможность внедрения САП за короткий срок (1–3 года после создания концепции).

Причина 4 – Гибкость инфраструктуры САП и возможность ее адаптации к любым городским условиям.

Уже существующая транспортная система может быть с легкостью интегрирована в САП. Так как города с течением времени постоянно изменяются, система САП, обладающая возможностью адаптации и взаимозаменяемости – оптимальное решение.

Причина 5 – Возможность поэтапного строительства.

Для эффективной эксплуатации скоростных автобусных перевозок необходимо в г. Волгограде провести следующую подготовительную работу:

1. Создать структуру при Администрации города, которая бы отвечала за организацию и безопасность дорожного движения и за организацию

транспортного обслуживания в г. Волгограде.

Нельзя создавать и внедрять САП изолированно от всего остального. Наоборот, система является только одним из элементов общей структуры города и вариантом мобильности. Чтобы стать самой эффективной, САП должны полностью интегрироваться со всеми остальными системами и средствами.

2. Организовать отдельные полосы для САП, преимущественно посередине проезжей части.

В частности, коридоры САП могут также адекватно функционировать в условиях только одной полосы для смешанного транспорта и одной полосы для САП.

Во многих городах недостаточное обеспечение соблюдения требований сделало полосы для движения автобусов чрезвычайно неэффективными, особенно те, которые располагались в крайнем правом ряду.

3. Расширить проезжие части улиц и дорог для увеличения пропускной способности. Создать парковки, чтобы убрать припаркованные автомобили с проезжей части.

4. Убрать транзитный транспорт городского и местного значения с главных магистралей города. Постепенно вывести с этих магистралей автобусы малой вместимости.

5. Создать комплексную схему движения транспортных средств.

6. Организовать и обустроить современные транспортно-пересадочные узлы (Park & Ride), терминалы [5], удобные, комфортабельные, безопасные, защищенные от атмосферных воз-

действий остановки, оборудованные специальными приспособлениями для легкой посадки и высадки маломобильных групп населения.

7. Спроектировать коридоры САП таким образом, чтобы не менее 80 % городского населения проживало на расстоянии не более 500 метров от коридоров массовых пассажирских перевозок.

Для города Волгограда, имеющего ленточную структуру, данная задача несколько упрощается и поэтому, учитывая существующую сеть скоростного трамвая и электрички, достаточно пять коридоров, которые будут обслуживать практически 80 % жителей Волгограда.

Причем один коридор скоростного обслуживания пассажиров уже существует в лице линии скоростного трамвая, поэтому предлагается создать 4 коридора, обслуживаемые скоростными автобусными перевозками, общей протяженностью 100 км:

- кинотеатр «Юбилейный» – Мамаев Курган (II Продольная) – 40 км;
- кардиоцентр – Арена «Победа» (I Продольная) – 20 км;
- речной порт – Аэропорт – 20 км;
- ж/д вокзал – Спартановка (II Продольная) – 20 км.

8. Обеспечить обслуживание по системе «единый билет», которое позволит любому человеку достичь любой точки города без задержек по причине заторов. Оплата за проезд перед посадкой.

9. Организовать преимущества движения автобусов САП на перекрестках с помощью светофоров.

10. Снабдить все автобусы САП камерами видеофиксации нарушений.

Без выполнения этих шагов нормальное функционирование системы невозможно.

Если укрупненно рассмотреть итоги внедрения САП, которые затронут многие стороны функционирования города, то их можно сгруппировать в четыре блока:

- повышение уровня комфортабельности;
- повышение мобильности населения;
- создание нового узнаваемого бренда;
- улучшение организации дорожного движения и повышение безопасности дорожного движения.

Новая качественная система общественных перевозок позволит создать новый узнаваемый бренд для Волгограда в мировом масштабе, наравне с уже существующими: Мамаев Курган, скоростной трамвай, Сталинград, ФК «Ротор», ЧМ-2018. Новый бренд – это повышение имиджа города, а, следовательно, развитие туризма, привлечение новых инвестиций и т. д.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Ширяев, С. А.* Основные направления развития пассажирского транспорта региона / С. А. Ширяев // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. Т. 2. № 5 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы»). – С. 84–87.
2. *Гудков, В. А.* Оценка ровности дорожного покрытия на основных магистралях города Волгограда / В. А. Гудков, Ю. Я. Комаров, С. В. Ганзин, А. В. Шустов // Транспорт Российской Федерации. – № 5 (42). – С. 40–43.
3. *Комаров, Ю. Я.* К вопросу оценки ровности дорожного покрытия по критериям динамической прочности автотранспортных средств / Ю. Я. Комаров, С. В. Ганзин, А. В. Шустов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 3). – С. 46–48.
4. *Бойко, Г. В.* По плечу ли «маршруткам» безопасность и экологичность / Г. В. Бойко, С. В. Ганзин, А. А. Ревин // Грузовое и пассажирское автохозяйство, 2005. – № 11. – С. 62.
5. *Бойко, Г. В.* Некоторые вопросы оптимизации структуры подвижного состава в крупных пассажирообразующих и пересадочных пунктах / Г. В. Бойко, С. В. Ганзин, А. А. Ревин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 8 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2004. – (Серия «Наземные транспортные системы»). – С. 24–25.

УДК 656.13.084.001.57

Ю. Я. Комаров, А. В. Лемешкин, Д. Д. Сильченко

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ РУЛЕВОГО ВАЛА АВТОМОБИЛЯ ПРИ ФРОНТАЛЬНОМ СТОЛКНОВЕНИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ УПРОЩЕННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Волгоградский государственный технический университет

(email: met.sps@gmail.com)

В статье представлено исследование конструкции рулевого вала переднеприводного автомобиля ВАЗ при фронтальном столкновении с использованием упрощенной математической модели.

Ключевые слова: рулевой вал, автомобиль, безопасность.

The paper presents a study of the design steering shaft of front-drive car VAZ in the frontal collision using the simplified mathematical model.

Keywords: steering shaft, car, safety.

За последние пять лет автомобильный парк России вырос более, чем на 20 %, в ДТП ежегодно погибает до 30 тысяч человек. В связи со значительными жертвами и материальными потерями при ДТП проблема обеспечения безопасности движения на автомобильных дорогах привлекает большое внимание специалистов во многих странах мира. Повышение безопасности на дорогах, прежде всего за счет совершенствования пассивной безопасности автомобилей, является приоритетным направлением в развитии любой страны.

Анализ ДТП по г. Волгограду показал, что наибольшее количество ДТП происходит с переднеприводными автомобилями семейства ВАЗ 2108-2112. При этом до 60 % полученных травм водителями при ДТП приходилось на детали рулевого управления. Самым опасным фактором при получении травм является перемещение, прежде всего рулевого вала.

В этой связи основное внимание при исследовании было сделано на определение зависимости величины перемещения рулевого вала от

скорости автомобиля при фронтальном эксцентричном столкновении [1]. Для этого была разработана упрощенная конечно-элементная модель автомобиля ВАЗ 2115 [2]. Моделирование проводилось с использованием программного продукта ABAQUS, который позволяет моделировать различные динамические процессы [3, 4]. Конечно-элементная модель автомобиля состоит из 32 деталей, 45 связей и 3300 элементов (рис. 1).

Поведение силовой структуры математической модели при эксцентричном столкновении представлено на рис. 2.

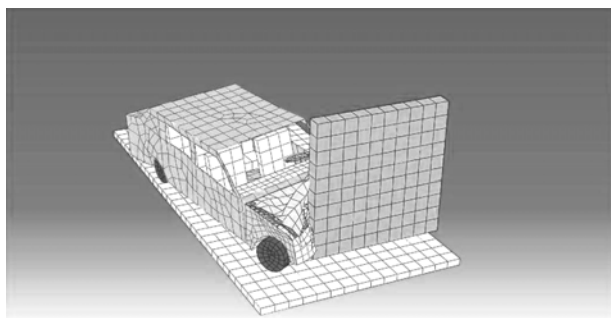


Рис. 1. Конечно-элементная модель автомобиля ВАЗ 2115

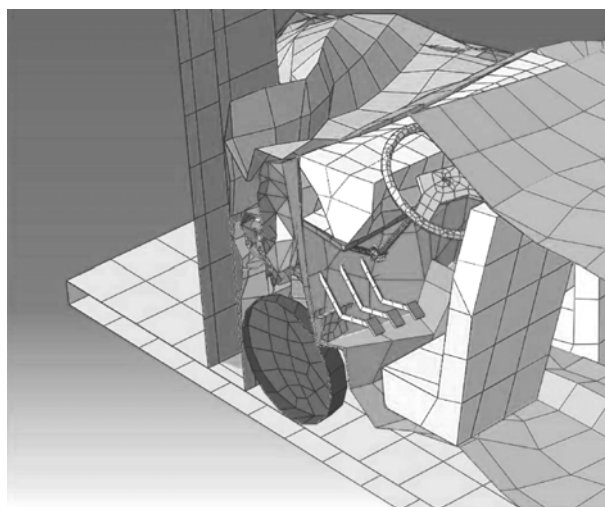


Рис. 2. Поведение силовой структуры математической модели

Исследования были проведены для рулевого вала автомобиля ВАЗ 2115 с одним карданным шарниром (это стандартная конструкция). Данные исследования представлены на рис. 3, 4, 5.

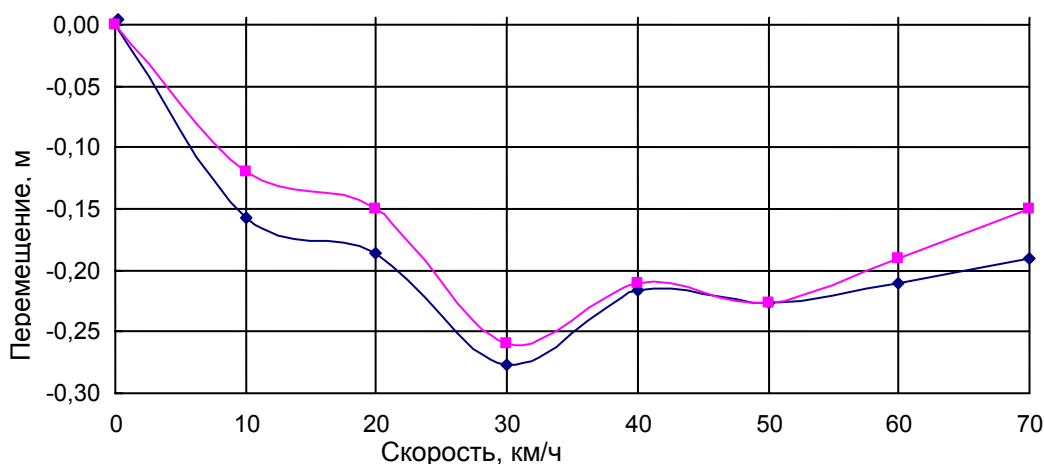


Рис. 3. Перемещение торца рулевой колонки в продольной плоскости:
— расчетное значение; — эксперимент

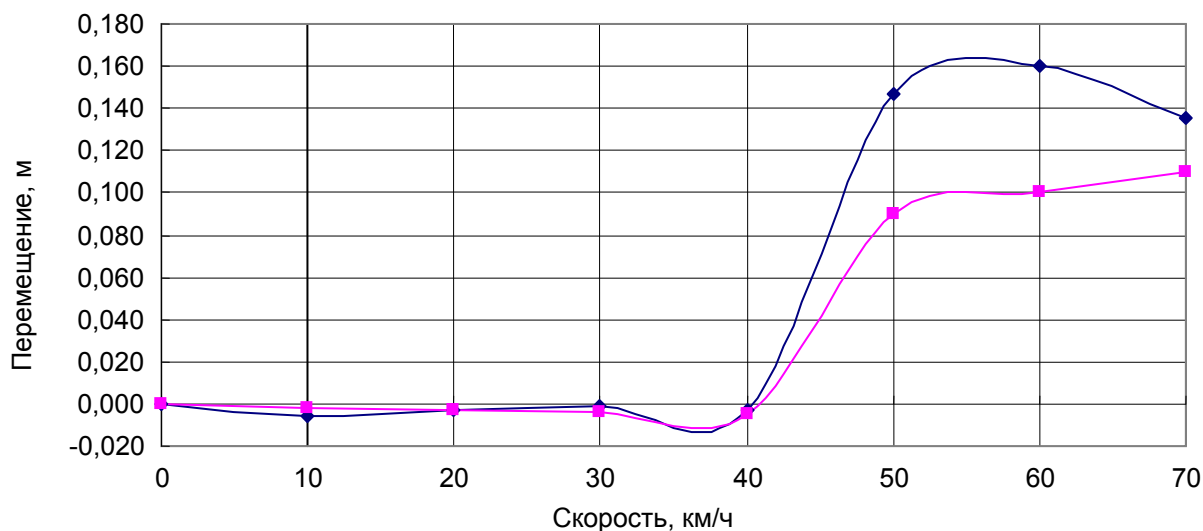


Рис. 4. Перемещение торца рулевой колонки в вертикальной плоскости:

— ромб — расчетное значение; — квадрат — эксперимент

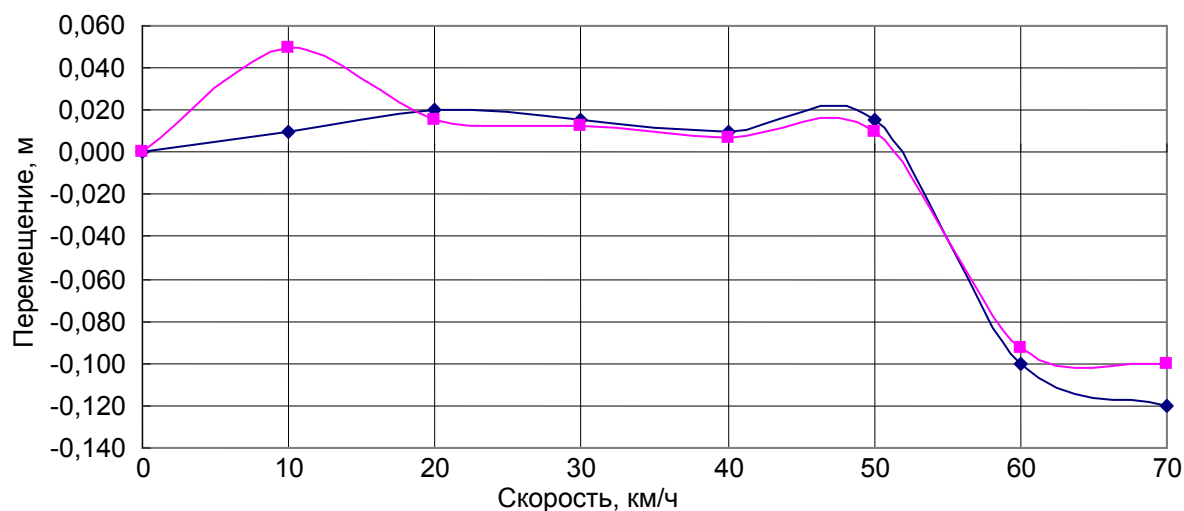


Рис. 5. Перемещение торца рулевой колонки в поперечной плоскости:

— ромб — расчетное значение; — квадрат — эксперимент

Анализ полученных данных показал, что результаты моделирования отличаются от экспериментальных данных, полученных на полигоне, не более чем на 10 %.

Пакет прикладных программ ABAQUS позволяет моделировать процесс фронтального столкновения автомобилей с достаточно высокой точностью [5, 6]. Стоимость работ по моделированию столкновений существенно меньше, чем проведение натурных испытаний, что, в свою очередь, приводит к снижению затрат на проектирование. С развитием программного комплекса для проведения виртуальных краш-тестов, полигонные испытания можно проводить намного реже, только для проверки результатов компьютерного моделирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Комаров, Ю. Я. Конструкция рулевого вала и пассивная безопасность АТС / Ю. Я. Комаров, А. В. Лемешкин // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 6. – С. 24–26.
2. Комаров, Ю. Я. Исследование автомобилей семейства ВАЗ 2108-099 на пассивную безопасность / Ю. Я. Комаров, А. В. Лемешкин // Прогресс транспортных средств и систем-2005: матер. междунар. науч.-практ. конф., (20–23 сент. 2005) / ВолгГТУ и др. – Волгоград, 2005. – Ч. 1. – С. 84–85.
3. Зависимость деформации кузова автомобиля при лобовом ударе от скорости движения и перекрытия системы «автомобиль – препятствие» / Ю. Я. Комаров, В. М. Волчков, В. Н. Федотов, А. В. Лемешкин // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 12. – С. 18–19.
4. Комаров, Ю. Я. Компьютерные программы – инструмент оценки прочности деталей передней части автомобиля / Ю. Я. Комаров, А. В. Лемешкин, Д. Д. Сильченков // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 12.

5. Модель для экспертной оценки дорожно-транспортных происшествий / Ю. Я. Комаров, В. М. Волчков, А. В. Лемешкин, В. Н. Федотов // Вестник транспорта. – 2008. – № 9. – С. 37–39.

6. Создание модели процесса наезда транспортного средства на неподвижное препятствие для экспертной

оценки ДТП / Ю. Я. Комаров, В. М. Волчков, А. В. Лемешкин, В. Н. Федотов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 8 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2008. – (Серия «Актуальные проблемы управления, вычислительной техники и информатики в технических системах» ; вып. 5). – С. 35–37.

УДК 656.13

Т. В. Коновалова, С. Л. Надирян, А. В. Запривода

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

Кубанский государственный технологический университет

(e-mail: tan_kon@mail.ru, sof008008@yandex.ru, rush7777@yandex.ru)

В данной статье рассмотрена методика оценки эффективности обеспечения безопасности движения (БД) на автотранспортных предприятиях (АТП), позволяющая оперативно контролировать как отдельно взятое АТП, так и комплексно – все АТП. Позволяет в индивидуальном порядке разрабатывать методы повышения БД для конкретного АТП, искать пути решения в зависимости от тех недостатков, которые были выявлены в ходе проверок.

Ключевые слова: безопасности движения, автотранспортные предприятия, интегральный показатель.

This article discusses the methodology of evaluation of the efficiency of traffic safety on motor transport enterprises, allowing you to quickly control as a separate motor transport enterprise, and complex - all enterprises of motor transport. Allows you to individually develop methods of increasing road safety for the particular motor transport of the enterprise, search for solutions depending on the shortcomings that were identified in the course of inspections.

Keywords: traffic safety, road transport companies, an integral indicator.

В условиях увеличения объема автомобильных перевозок необходимо совершенствование методов их организации и обеспечения безопасности движения (БД) транспортных средств. Для этого всеми подразделениями и организациями Министерства транспорта РФ ведется систематическая работа, направленная на повышение БД. В соответствии с [1] проверки работы предприятий и организаций по предупреждению дорожно-транспортных происшествий (ДТП) осуществляются с целью оценки их деятельности по обеспечению безопасности перевозок, выявления резервов сокращения аварийности, принятия мер и оказания помощи по устранению выявленных проверками недостатков. При каждой проверке обязательным является: выявление проблем аварийности, выполнение планов мероприятий и основные направления в профилактике аварийности, достижение запланированных результатов по сокращению аварийности, количественная и качественная оценка. Для более правильной организации работы по повышению БД необходим четкий учет не только ДТП, но и учет нарушений водителями транспортной дисциплины, угнанного транспорта, автомобилей, с которых сняты номерные знаки за технические

неисправности, водителей, лишенных права на управление транспортом, и т. п. [1, 2].

Для оценки эффективности работы по БД на предприятиях автомобильного транспорта авторами разработана методика, основанная на расчете интегрального показателя безопасности движения. В качестве критериев оценки эффективности могут выступать плановые значения показателей, среднеотраслевые показатели, нормативы затрат, установленные нормативными правовыми актами. Правильность выбора критериев, их соответствие требованиям позволит сделать обоснованные выводы об эффективности системы обеспечения БД [5].

Выбор критериев оценки эффективности осложняется тем, что в отличие от деятельности коммерческих предприятий, где конечной целью является получение прибыли (то есть экономический результат), целью деятельности по обеспечению БД является выполнение задач, степень выполнения которых во многом не поддается денежной оценке, что обуславливает проблему несопоставимости в денежном выражении результатов [6]. Таким образом, выбор критериев для оценки работы по обеспечению БД является важной и весьма сложной проблемой.

Методика оценки эффективности работы по БД на предприятиях автомобильного транспорта начинается в ходе предварительного изучения объектов анализа одновременно с выбором целей и задач оценки. При этом целесообразно определить возможные источники критериев, на основе изучения которых следует провести их первоначальный отбор [4]. Далее формируется детальный перечень критериев, в соответствии с которым будет оцениваться эффективность работы по безопасности движения на предприятиях автомобильного транспорта.

Интегральный показатель (R) является итоговым показателем эффективности применения системы оценки качества БД на предприятиях автомобильного транспорта с диапазоном от 1 до 10:

$$R = \frac{\sum R_i \cdot q_i}{\sum q_i}, \quad (1)$$

где R_i – i -й комплексный критерий; q_i – весовой коэффициент i -го комплексного критерия.

По результатам оценки работа по БД может быть оценена следующим образом: положитель-

ная ($R > 9,0$), удовлетворительная ($7,0 \leq R \leq 9,0$), отрицательная ($R < 7,0$).

Интегральный показатель включает систему комплексных критериев, которые подразделяется на множество составляющих с соответствующим весом (баллом) из общего количества баллов:

R_1 – наличие и правильность ведения журналов по БД;

R_2 – наличие нормативных документов;

R_3 – наличие приказов;

R_4 – оборудование класса БД для занятий с водителями;

R_5 – медицинский кабинет;

R_6 – контрольно-технический пункт;

R_7 – организация работы инженера по БДД;

R_8 – проверка службы эксплуатации;

R_9 – проверка диспетчерской службы

R_{10} – международные колонны.

Весовые коэффициенты, определены методом экспертных оценок в зависимости от степени влияния на аварийность и представлены в табл. 1.

Таблица 1

Весовые коэффициенты комплексных критериев

	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_6	R_7	R_8	R_9	R_{10}
q_i	0,065	0,025	0,075	0,055	0,1	0,15	0,25	0,2	0,035	0,045

Предлагаемая методика апробирована на транспортных предприятиях крупного холдинга. Приведем пример расчета комплексного показателя (R_1) «Наличие и правильность ведения журналов по БД» для двух транспортных предприятий холдинга. Сравниваемые предприятия находятся в г. Энгельсе и в г. Кропоткине:

$$R = \sum X_i \cdot k_i, \quad (2)$$

где X_i – частный критерий; k_i – весовой коэффициент.

Значение частного критерия принимается равным 0, 5 и 10. В случае, если требуемое условию по критерию полностью выполняется, значение $X_i = 10$, если есть замечание и критерий выполняется недостаточно качественно $X_i = 5$. $X_i = 0$ в том случае, если требования по критерию не выполняются. Весовой коэффициент выбирают исходя из степени влияния того или иного критерия на показатели БД. Так наиболее значимому критерию присваивается больший коэффициент. Результаты расчета сведены в табл. 2.

Таблица 2

Расчет комплексного показателя R_1 «Наличие и правильность ведения журналов по БД»

Формулировка частного критерия	Весовой коэффициент, k_i	Частный критерий, X_i		Интегральный показатель, R_i	
		Кропоткин	Энгельс	Кропоткин	Энгельс
1. Журнал вводного инструктажа	0,11	5	5	5,475	5,39
2. Журнал предрейсового инструктажа	0,11	5	5		
3. Журнал периодического инструктажа	0,11	5	5		
4. Журнал сезонного инструктажа	0,11	5	5		
5. Журнал специального инструктажа	0,11	5	5		
6. Журнал учета ДТП водителями предприятия	0,026	5	5		

Окончание табл. 2

Формулировка частного критерия	Весовой коэффициент, k_i	Частный критерий, X_i		Интегральный показатель, R_i	
		Кропоткин	Энгельс	Кропоткин	Энгельс
7. Журнал учета нарушения ПДД водителями предприятия	0,026	5	10		
8. Журнал учета водителей группы риска «По нарушениям транспортной дисциплины»	0,026	5	5		
9. Журнал учета изменений по маршрутам движения	0,026	5	5		
10. Журнал посещения занятий водителями	0,026	5	5		
11. Журнал выпуска автомобилей на линию и возврата их с линии	0,026	10	10		
12. Журнал регистрации неисправностей, выявленных механиком по выпуску	0,069	5	5		
13. Журнал установки пломб-наклеек	0,026	5	5		
14. Журнал передачи по смене (пломб-наклеек)	0,026	5	10		
15. Журнал учета предрейсовых и послерейсовых медицинских осмотров водителей	0,069	10	5		
16. Журнал учета водителей «Группы риска по медицинским показателям» и свыше 55 лет	0,026	5	5		
17. Журнал учета направлений водителей «группы риска» для ежегодного медицинского обследования по месту жительства	0,026	5	5		
18. Журнал регистрации медицинских освидетельствований сотрудников АТП на состояние опьянения (Протоколы)	0,026	5	5		
19. Журнал учета водителей, отстраненных от рейсов	0,026	5	5		

Аналогично определяются все комплексные критерии. Для каждого из них определены частные критерии и соответствующие весовые коэффициенты.

В результате расчета интегральных показателей (R) по двум сравниваемым предприятиям: г. Кропоткин – 6,8915; г. Энгельс – 7,655975.

Таким образом, сравнив полученные данные по оценочной шкале, можно сказать, что обеспечение БД по двум предприятиям – удовлетворительное с небольшой разницей по итоговым интегральным показателям.

Первичные данные, необходимые для расчета интегрального показателя, берутся на основе ежегодных внутренних проверок по БД. Данная методика позволяет оперативно контролировать как отдельно взятое автотранспортное предприятие (АТП), так и комплексно – все АТП, позволяет в индивидуальном порядке разрабатывать методы повышения БД для конкретного АТП, искать пути решения в зависимости от тех недостатков, которые были выявлены в ходе проверок:

1. Положение по организации проверок работы автотранспортных организаций по предупреждению дорожно-транспортных происшествий. РД-200-РСФСР-12-0071-86-06.

2. Распоряжение Правительства РФ от 22.11.2008 N 1734-р «О Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 года»

3. Распоряжение Правительства РФ от 27 октября 2012 г. № 1995-р «О Концепции федеральной целевой программы "Повышение безопасности дорожного движения в 2013–2020 годах"»

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Положение по организации проверок работы автотранспортных организаций по предупреждению дорожно-транспортных происшествий. РД-200-РСФСР-12-0071-86-06.
2. Распоряжение Правительства РФ от 22.11.2008 N 1734-р «О Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 года».
3. Распоряжение Правительства РФ от 27 октября 2012 г. № 1995-р «О Концепции федеральной целевой программы "Повышение безопасности дорожного движения в 2013–2020 годах"».
4. Симчук, Е. Н. Научно-технические основы оценки соответствия в дорожном хозяйстве / Е. Н. Симчук // Наука и техника в дорожной отрасли. – 2006. – № 3. – С. 14–15.
5. Гаврилов, Д. С. Совершенствование управления на транспорте / Д. С. Гаврилов, В. А. Грановский // Молодой ученый. – 2009. – № 12. – С. 40–42.
6. Золотарева, О. А. Проблемы исследования дорожно-транспортных происшествий как объекта статистического анализа / О. А. Золотарева // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2011. – № 1. – С. 105а–109.

УДК 656.135.073.41

*А. В. Куликов, С. Ю. Фирсова***СНИЖЕНИЕ ТРАНСПОРТНЫХ ЗАТРАТ ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ПЕРЕВОЗКИ СТРОИТЕЛЬНЫХ ГРУЗОВ****Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: ap@vstu.ru)

В статье рассмотрена технология перевозки тротуарной плитки на объект жилищного строительства в сфере благоустройства территории города.

Для сокращения транспортных издержек предложен логистический подход к перевозке строительных грузов и методика разработки технологических проектов перевозки тротуарной плитки.

Ключевые слова: грузовые перевозки, технологический проект, технологические схемы, транспортные затраты.

In article the technology of transportation of paving slabs on object of housing construction in the sphere of improvement of the territory of the city is considered.

For reduction of transport expenses logistic approach to transportation of construction freights and a technique of development of technological projects of transportation of paving slabs is offered.

Keywords: freight transportation, technological project, technological schemes, transport expenses.

При организации перевозок строительных грузов необходимо использовать логистический подход при разработке технологических схем.

При индивидуальном логистическом подходе к разработке схем перевозки грузов необходимо учитывать конкретные условия: мощность производителя; потребности строительных объектов; характеристики транспортной сети; формы транспортного обслуживания; типы строительных грузов.

Стоимость выполнения каждой работы в предлагаемых схемах оценивается по продолжительности ее выполнения и себестоимости использования подвижного состава и погрузо-разгрузочных механизмов в единицу времени [1, 2]. Для оптимизация функционирования всей логистической системы «поставщик – перевозчик – потребитель» необходимо определить затраты каждого компонента, входящего в систему.

При перевозке тротуарной плитки могут быть применены различные варианты технологических схем, равнозначные с точки зрения технологических требований к транспортированию, но имеющие значительные отличия по технико-экономическим показателям.

Эффективная транспортно-технологическая схема выбирается на основе технико-экономического анализа всех возможных альтернативных вариантов. В качестве критерия оптимизации принимается сумма приведенных затрат [3, 4, 5].

Если сопоставимых вариантов транспортно-технологических схем несколько с приблизи-

тельно равными приведенными затратами, то предпочтение отдается варианту, который обеспечивает сокращение времени доставки; возможность применения средств автоматизированного управления процессом транспортирования; гибкость транспортного процесса; более высокий уровень механизации и автоматизации погрузо-разгрузочных и складских работ [6].

В статье представлено исследование технологических схем перевозки поддонов с тротуарной плиткой на платформах автомобилей различных типов: автомобиль тягач с обменными полуприцепами; бортовой автомобиль с прицепом; одиночный бортовой автомобиль; бортовой автомобиль с крано-манипуляторной установкой (КМУ). В результате исследования выбрана оптимальная схема по минимальной сумме транспортных затрат.

В качестве примера, рассмотрена перевозка тротуарной плитки на «европоддонах» к жилому массиву.

Исходя из заданных условий перевозки, произведены расчеты количества поддонов на платформе, веса транспортного пакета и объема перевозок тротуарной плитки: КамАЗ - 65117 – 16 поддонов (14,48 т); КамАЗ - 44108+ППЦ НЕФАЗ 9334 – 17 поддонов (15,39 т); КамАЗ - 65117+ ПЦ НЕФАЗ-8332 – 25 поддонов (22,63 т).

Распространенным вариантом перевозок на исследуемом объекте является схема с использованием бортового автомобиля с прицепом. Результаты расчета технологических схем, используемых при перевозке тротуарной плитки, представлены в таблице и на рис. 1–4.

**Расчет технологической схемы перевозки тротуарной плитки
с использованием обмена полуприцепами**

№ события	Наименование	Подвижной состав и ПРМ	Продолжительность операций, мин	Стоимость, руб.
1–2	Маневрирование автомобиля в пункте погрузки	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	5	86,67
2–3	Отцепка порожнего полуприцепа	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	7	121,33
3–4	Ожидание погрузки	Нефаз 9334	3	0,00
4–5	Погрузка полуприцепа	Нефаз 9334 + CPD-25	26	216,67
3–6	Маневрирование тягача	КамАЗ – 44108	5	86,67
6–8	Прицепка груженого полуприцепа	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	10	173,33
6–7	Оформление документов	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	5	86,67
8–9	Транспортирование	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	25	433,33
9–10	Маневрирование в пункте разгрузки	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	3	52,00
10–11	Отцепка груженого полуприцепа	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	7	121,33
11–12	Ожидание разгрузки	Нефаз 9334	3	0,00
12–13	Разгрузка полуприцепа	Нефаз 9334 + HYUNDAI 33D-7	34	453,33
11–14	Маневрирование тягача	КамАЗ – 44108	5	86,67
14–15	Оформление документов в пункте разгрузки	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	5	86,67
14–16	Прицепка порожнего полуприцепа	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	10	83,33
16–17	Подача ПС под погрузку	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	25	208,33
Итого			102	1768,00

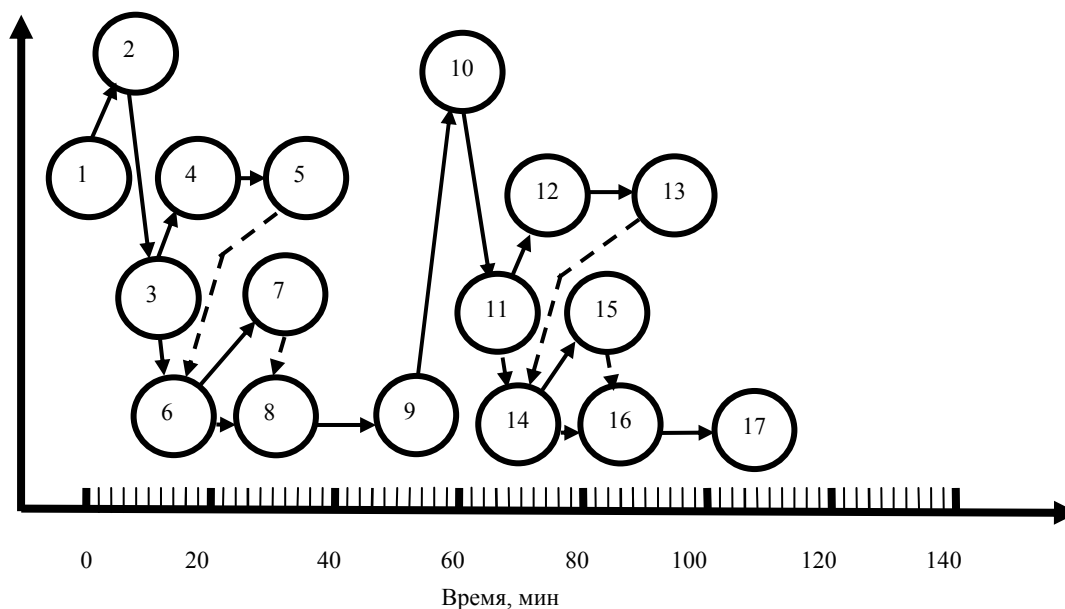


Рис. 1. Технологическая схема перевозки тротуарной плитки с использованием седельного тягача с обменом полуприцепами

Согласно исследованию, для перевозки заданного объема тротуарной плитки рациональнее использовать седельный тягач с обменом полуприцепами, так как транспортное время по сравнению с используемым вариантом (схема

№ 3) сокращается на 52 мин и стоимость перевозки снижается на 2185 руб.

Для перевозки требуемого объема тротуарной плитки по схеме № 1 необходимо 12 ездов, экономический эффект составит 26220 руб.

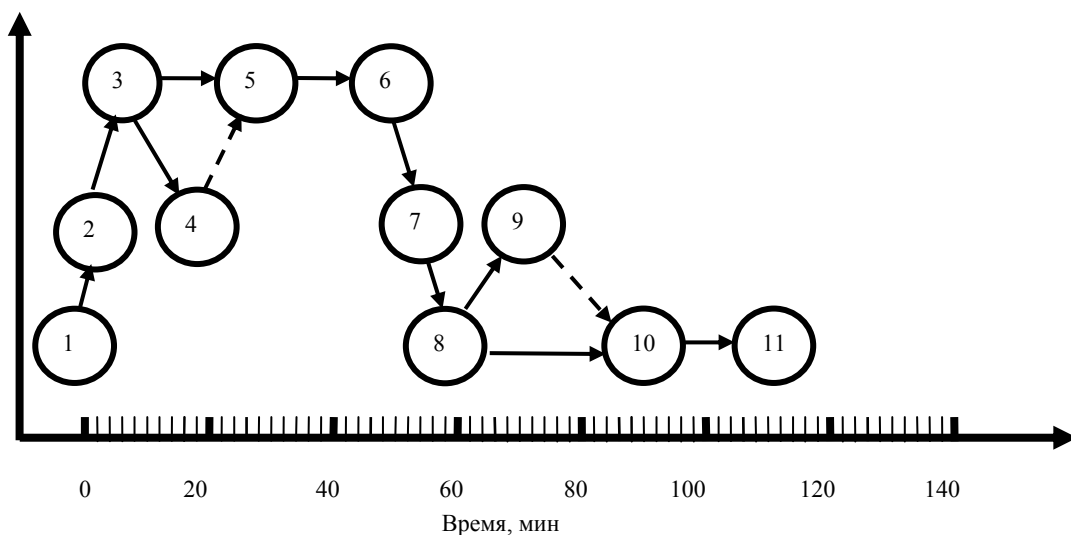


Рис. 2. Технологическая схема перевозки тротуарной плитки с использованием бортового автомобиля

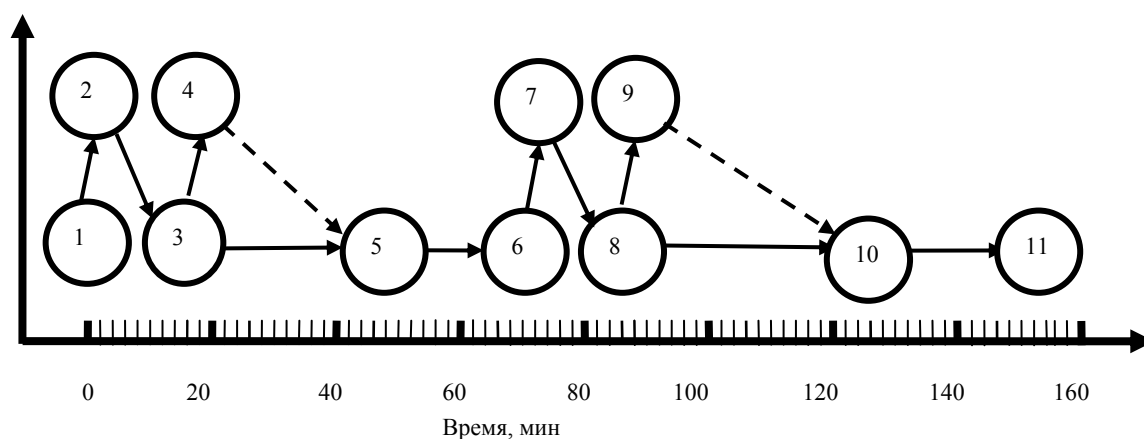


Рис. 3. Технологическая схема перевозки тротуарной плитки с использованием бортового автомобиля с прицепом

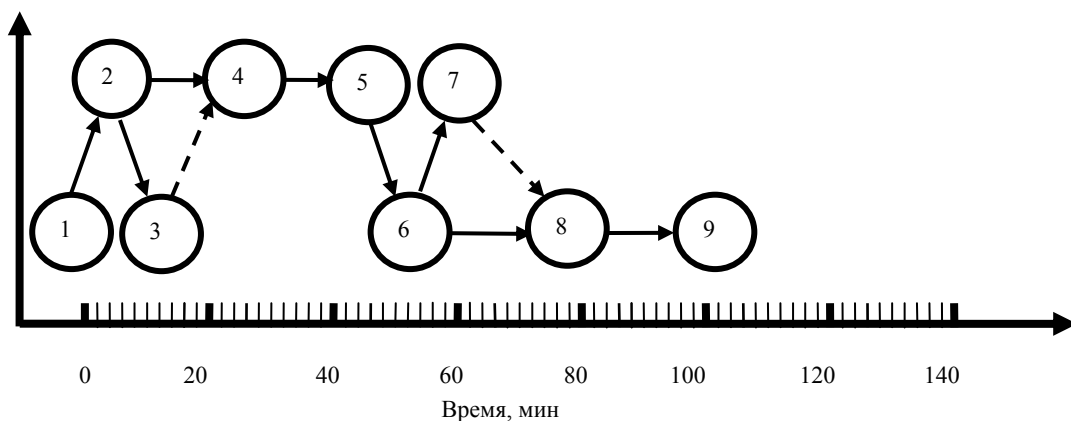


Рис. 4. Технологическая схема перевозки тротуарной плитки с использованием бортового автомобиля с крано-манипуляторной установкой

При проведении строительных и ремонтных работ в стесненных городских условиях целесообразно использование крано-манипуляторной установки. Проведенное исследование технологии перевозок тротуарной плитки с приме-

нением КМУ на бортовом автомобиле, выявило, что транспортное время увеличивается на 2 мин., стоимость перевозки возрастает на 139 руб. за езду и число ездов для перевозки заданного объема увеличивается на 10 ед., а это

в свою очередь увеличивает стоимость перевозки на 1390 руб.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Грузовые автомобильные перевозки: учебник / А. В. Вельможин, В. А. Гудков, Л. Б. Миротин, А. В. Куликов. – М.: Горячая линия – Телеком, 2006. – 560 с.
2. Куликов, А. В. Основные принципы составления технологических схем перевозки грузов в жилищном строительстве / А. В. Куликов, С. Ю. Фирсова // Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств : матер. VII междунар. науч.-техн. конф., Пенза, 16–18 мая 2012 г. / ФГБОУ ВПО «Пензенский гос. ун-т архитектуры и строительства», Автомобильно-дорожный ин-т. – Пенза, 2012. – С. 100–104.
3. Куликов, А. В. Планирование грузовых перевозок в жилищном строительстве / А. В. Куликов, С. Ю. Фирсова // Современные направления теоретических и прикладных исследований – 2012 : сб. науч. тр. SWorld : матер. междунар. науч.-практ. конф., 20–31 марта 2012 г. Вып. 1, т. 2 / Одес. нац. морской ун-т [и др.]. – Одесса, 2012. – С. 26–30.

4. Куликов, А. В. Применение рациональных технологических схем перевозки строительных грузов как одно из направлений снижения стоимости объектов жилищного строительства / А. В. Куликов, С. Ю. Фирсова // Актуальные проблемы стратегии развития Волгограда : сб. ст. / Администрация г. Волгограда, МУП «Городские вести». – Волгоград, 2012. – С. 32–34.

5. Куликов, А. В. Технология перевозок грузов автомобильным транспортом в строительных системах / А. В. Куликов, С. Ю. Фирсова // Транспортные и транспортно-технологические системы : матер. междунар. науч.-техн. конф. (20 апр. 2011 г.) / ГОУ ВПО «Тюменский гос. нефтегаз. ун-т». – Тюмень, 2011. – С. 153–158.

6. Совершенствование технологии перевозок грузов при строительстве жилых объектов / В. А. Гудков, А. В. Вельможин, А. В. Куликов, С. Ю. Фирсова // Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств: матер. VI междунар. науч.-техн. конф. (Пенза, 18–20 мая 2010 г.). В 2 ч. Ч. 1 / ГОУ ВПО «Пенз. гос. ун-т архитектуры и строительства», Автомоб.-дорожный ин-т. – Пенза, 2010. – С. 218–222.

УДК 351.811.12

В. В. Нагорный, С. С. Крамаренко

ВЛИЯНИЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПОЛЕЙ АНОМАЛЬНЫХ ЗОН НА БЕЗОПАСНОСТЬ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

Кубанский государственный технологический университет

(e-mail: sergkramarenko05@mail.ru)

В статье рассмотрено влияние на водителя электромагнитных полей искусственного и естественного происхождения при одновременном воздействии. Проанализировано влияние воздействия электромагнитных полей на примере автомобильной дороги «Кавказ».

Ключевые слова: электромагнитное излучение, геопатогенная зона, электромагнитное поле, безопасность дорожного движения, влияние электромагнитного излучения.

In article analyzed the impact on the driver's electromagnetic fields of artificial and natural origin of the simultaneous action. The influence of the effects of electromagnetic fields on the example of the road «Kavkaz».

Keywords: electromagnetic radiation, geopathogenic zone, electromagnetic field, safety of traffic, influence of electromagnetic radiation.

Мониторинг сверхслабых электромагнитных полей естественного и искусственного происхождения при строительстве и эксплуатации автомобильных дорог является специфическим видом мониторинга, осуществляемого в очагах дорожно-транспортных происшествий на автомобильных дорогах, целью которых является предупреждение водителей об опасности, изменение организации дорожного движения в этих зонах, а также изменение плана трассы в местах электромагнитного излучения.

При проектировании, строительстве новых автомобильных дорог, необходимо учитывать аномальные электромагнитные излучения в геопатогенных зонах с учетом разломов земной коры, а также излучения искусственного происхождения.

К источникам электромагнитных волн искусственного происхождения можно отнести линии электропередачи, электростанции, трубопроводы, железная дорога и непосредственно сам транспорт. Все эти факторы пагубно воздействуют на человека, что приводит к ослаблению внимания, увеличению времени реакции, влияет на правильность принятия решения водителем. Особенностью аномальных зон, т. е. зон разломов земной коры, является выделение инертного тяжелого газа радона, который при попадании в легкие человека распадается, и продукты распада излучают опасные α – частицы, что приводит к разрушению клеток, изменению химического состава внутренних жидкостей, нарушению работы внутренних органов, обмена веществ.

В местах наложения электромагнитных излучений искусственного и естественного происхождения наблюдается рост дорожно-транспортных происшествий.

На автодорогах Краснодарского края «Дон» и «Кавказ» существуют зоны, где присутствуют электромагнитные поля искусственного и естественного происхождения. Например, на автодороге «Кавказ» через геопатогенную зону проходит нефтепровод. Данный участок является местом концентрации ДТП. Геопатогенная зона оценивается с помощью коэффициента сложности и показателя опасности. Геометрические параметры геопатогенной зоны определяются с помощью прибора ИГА-1 в ходе натурных исследований.

Коэффициент сложности геопатогенной зоны $K_{сгпз}$, рассчитывался по формуле:

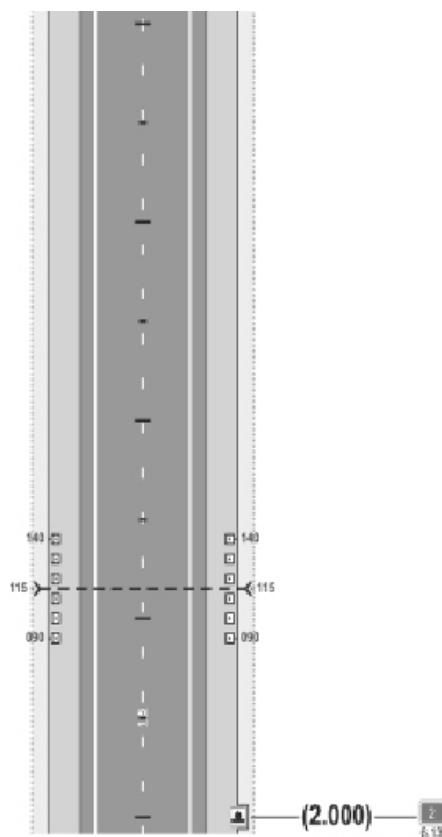
$$K_{сгпз} = \frac{C_{удгпз}}{L \cdot S},$$

где $C_{удгпз}$ – сложность участка геопатогенной зоны; S, L – длина и ширина участка геопатогенной зоны на дороге.

Выявлен показатель опасности геопатогенных зон и коэффициент сложности участка дороги (представлены в таблице), которые рекомендуется учитывать при реконструкции дороги и ее строительстве.

Коэффициент сложности участка дороги

$K_{сгпз}$	Уровень опасности
до 0,14	Простой (мероприятия по нейтрализации ГПЗ не проводятся)
0,14–0,35	Малоопасный
0,35–0,5	Опасный
>0,5	Очень опасный



Участок № 2, км 2– км 3 автодороги «Кавказ»



Сложность участка геопатогенной зоны дороги $C_{удгпз}$ соответствует: **3800 баллов;**

Категория полей опасности: 1-3, 2-3, 3-2.

Коэффициент сложности геопатогенной зоны $K_{сгпз}=0,47$

Опасный

В среднем ежегодно совершается 2 ДТП, имеются пострадавшие, (столкновения)

Показатель $\Pi_{гпз}$ участка № 2 дороги проходящий по территории Павловского района

свыше 100 баллов - 1 , свыше 200 баллов - 0

свыше 300 баллов - 0 свыше 400 баллов - 0

свыше 500 баллов - 0 свыше 600 баллов - 0

В настоящее время в организации электромагнитного мониторинга применяются комплексы методов с различной физической основой и различных технологий. Для исследования электромагнитных полей естественного происхождения, применяют прибор ИГА-1, для полей искусственного происхождения – приборы

МТМ-01, газоанализатор для выявления газа радона – SIRAD MR 106(N).

Прибор ИГА-1 – индикатор геофизических аномалий разработан группой российских ученых в 1992 году. ИГА-1 относится к разработкам в области экологии, медицины и подземной разведки и используется для обнаружения и из-

мерения геомагнитных и техногенных излучений разломов земной коры, фиксации границ и измерения электромагнитных полей.

Прибор МТМ-01 предназначен для обеспечения контроля за биологически опасными уровнями геомагнитного и гипогеомагнитного поля. Измерительный преобразователь магнитного поля Земли выполнен на базе магниторезистивных датчиков, которые одновременно обеспечивают измерение ортогональных составляющих напряженности магнитного поля в контрольной точке и модуля вектора напряженности. Диапазон измерений от 5 до 200 А/м.

Прибор SIRAD MR 106(N) предназначен для оценки эквивалентной равновесной объемной активности радона-222 в воздухе. Определение ЭРОА основано на электростатическом осаждении на поверхность детектора заряженных частиц дочерних продуктов радона. Объемная активность радона определяется по количеству зарегистрированных альфа-частиц при распаде.

За счет того, что геопатогенные зоны на данном участке имеют разломы земной коры, присутствуют выделения электромагнитных излучений. Прохождение в данном месте нефтепровода усиливают существующее электромагнитное излучение, что отрицательно влияет на реакцию и внимание водителя, проезжающего на данном участке автомобильной дороги. Для более достоверной и полной оценки аномальных зон, необходимо использовать выше-

перечисленные приборы в комплексе. Это позволит более точно определить наличие электромагнитного излучения, его происхождение и силу.

Проблема изучения мест с искусственным изменением электромагнитного излучения на сегодняшний день является актуальной. Поэтому исследовательская работа данного направления на автомобильных дорогах «Дон» и «Кавказ» Краснодарского края будет продолжена, а результаты исследований – опубликованы в научной литературе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Нагорный, В. В.* Вопросы обеспечения безопасности на автомобильном транспорте / В. В. Нагорный, Е. А. Кравченко // Отраслевой научно-производственный журнал для работников автотранспорта «Автотранспортное предприятие». – 2011. – № 4. – С. 22–23.
2. *Нагорный, В. В.* Учет геопатогенных зон при эксплуатации и реконструкции дорожной сети. Депонированная рукопись № 92-B2010 18.02.2010.
3. *Нагорный, В. В.* Влияние геопатогенных зон на безопасность движения автомобилей на автодорогах Краснодарского края / В. В. Нагорный // Отраслевой научно-производственный журнал для работников автотранспорта «Грузовое и пассажирское автохозяйство». – 2013. – № 1. – С. 63–69.
4. *Нагорный, В. В.* Оценка безопасности дорожного движения с учетом влияния геопатогенных зон (на примере автодорог «Дон» и «Кавказ» Краснодарского края) : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / защищена 17.02.12 : утв. 05.06.12 / Нагорный Владимир Васильевич. – М., 2012 – 216 с. – Библиогр.: С. 178–189.

УДК 69.002.51.004.1

В. М. Рогожкин, В. П. Шевчук, Н. Н. Гребенникова*

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КРИТЕРИЯ МАКСИМУМА ПРИБЫЛИ ПРИ ВЫБОРЕ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ МАШИН

Волжский институт строительства и технологий (филиал) ФГБОУ ВПО «Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет»,
*Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: SDMIO@mail.ru)

Предложена методика выбора оптимальных вариантов эксплуатации машин, основанная на математическом аппарате метода динамического программирования. В качестве критерия оптимизации используется максимум прибыли, получаемой от применения машины.

Ключевые слова: оптимизация, стратегия, эксплуатация машин, динамическое программирование, прибыль.

It is suggested the methodic of choosing of optimum machine using ways based on mathematical apparatus of dynamic programming method. As the criterions of optimization the maximum profit is used getting from machine application.

Keywords: optimization, strategy, machine operation, dynamic programming, profit.

Прибыль – это один из обобщающих оценочных показателей производственно-хозяйственной деятельности предприятий, представляющий собой превышение доходов хозяйствующего субъекта от реализации продукции, работ или услуг над суммой всех затрат на производство и сбыт. Основную часть прибыли предприятия получают от реализации выпускаемой

щего субъекта от реализации продукции, работ или услуг над суммой всех затрат на производство и сбыт. Основную часть прибыли предприятия получают от реализации выпускаемой

продукции. Общая сумма прибыли находится под взаимодействием многочисленных факторов: изменения объема, ассортимента, качества, структуры произведенной и реализованной продукции, эффективности использования производственных ресурсов и многого другого. Главное предназначение прибыли в современных условиях хозяйствования – отражение эффективности производственно-сбытовой деятельности.

Нами предложена методика выбора оптимальных вариантов использования машин, обеспечивающая получение максимальной прибыли. Предлагаемая методика основана на математическом аппарате метода динамического программирования.

Предлагаемая динамическая модель оптимизации имеет вид:

$$Q_t(t) = \max \begin{cases} K & r_\tau(0) - U_\tau(0) - S_\tau(t) + Q_{\tau+1}(1) \\ \text{Э} & r_\tau(t) - U_\tau(t) + Q_{\tau+1}(t+1) \end{cases}, \quad (1)$$

где $Q_\tau(t)$ – прибыль от использования машины возраста t в год τ ; $r_\tau(0)$ – доход, получаемый от использования новой машины в год τ ; $U_\tau(0)$ – расходы на эксплуатацию новой машины в год τ ; $S_\tau(t)$ – затраты средств, связанные с заменой машины возраста t аналогичной новой машиной; $Q_{\tau+1}(1)$ – последующая (после года τ) прибыль от использования машины, если в год τ она была новой; $r_\tau(t)$ – доход от использования машины возраста t в год τ ; $U_\tau(t)$ – расходы на содержание и эксплуатацию машины возраста t в год τ ; $Q_{\tau+1}(t+1)$ – будущая после года τ прибыль от использования машины, если в год τ она имела возраст t .

Обозначение вида К означает «заменить имеющуюся машину новой» (купить новую), а вида Э – «сохранить машину» (продолжать эксплуатировать).

Для реализации модели (1) необходимо иметь закономерности изменения эксплуатационных показателей работы машины в функции ее возраста. Эти закономерности могут быть по-

лучены при исследовании работы машины в условиях обычной эксплуатации. Изменение эксплуатационных показателей машин, особенности их конструкции и условий эксплуатации могут существенно влиять на закономерности изменения эксплуатационных показателей машин в функции t .

В модели (1) приняты во внимание лишь два воздействия на состояние машины – заменить имеющуюся машину новой или продолжить ее эксплуатировать. В этом случае решение будет состоять из комбинации воздействий К и Э. Например:

$$\text{Э Э Э Э Э К Э Э} \quad (2)$$

Решение (2) означает, что за восьмилетний период эксплуатации машина используется в течение первых пяти лет, затем ее заменяют новой и используют без замены в течение трех последних лет до конца рассматриваемого периода.

При решении задач по модели (1) продолжительность рассматриваемого периода принимается, исходя из особенностей конструкции машины и предполагаемого срока ее службы. Для современных тракторов она должна быть не менее 13 лет.

Процесс эксплуатации машин обычно сопровождается периодическими ремонтными воздействиями, которые существенно влияют на эффективность использования машин и себестоимость выполняемых работ. Чтобы учесть влияние ремонта при выборе оптимальной стратегии эксплуатации машин, надо ремонт выделить в самостоятельное воздействие на состояние машины и при решении рассматривать не два, а три воздействия: замена, продолжение эксплуатации и ремонт. В этом случае эксплуатационные характеристики машины должны быть представлены функциями двух переменных – возраста t машины и возраста t_1 , при котором проведен последний ремонт. Функцией этих переменных будет и критерий оптимальности.

Динамическая модель такой задачи имеет вид:

$$Q_\tau(t, t_1) = \max \begin{cases} K & r_\tau(0, 0) - U_\tau(0, 0) - S_\tau(t, t_1) + Q_{\tau+1}(1, 0) \\ \text{Э} & r_\tau(t, t_1) - U_\tau(t, t_1) + Q_{\tau+1}(t+1, t_1) \\ P & r_\tau(t, t) - U_\tau(t, t) - R_\tau(t, t_1) + \\ & + Q_{\tau+1}(t+1, t) \end{cases}, \quad (3)$$

где $S_\tau(t, t_1)$, $U_\tau(t, t_1)$, $R_\tau(t, t_1)$ – соответственно затраты средств на замену, эксплуатационные

расходы, ремонтные затраты в год τ машины возраста t , прошедшей последний ремонт в воз-

расте t_1 ; $r_\tau(t, t_1)$ – доход, получаемый в год τ от использования машины возраста t , прошедшей последний ремонт в возрасте t_1 ; $Q_{\tau+1}$ – прибыль, получаемая от эксплуатации машины по оптимальному варианту в период после года τ ; $Q_\tau(t, t_1)$ – прибыль, получаемая в год τ и за период после года τ (если в этот период машина использовалась по оптимальному варианту) от использования машины, если в год τ она имела возраст t , а последний ремонт был в возрасте t_1 ; P – условное обозначение воздействия «ремонт машины».

Общая схема решения рассматриваемой задачи остается такой же, как и при использовании модели (1). Однако теперь, оптимизируя каждый год периода, надо рассматривать не только все возможные значения возраста t машины на начало каждого года, но и при каждом возможном t рассматривать еще и все возможные значения t_1 . Состояния машины в этом случае будет оцениваться сочетанием аргументов t и t_1 .

В рамках моделей (1) и (3) можно учесть множество факторов, влияющих на стратегию

эксплуатации машин. Например, моральный износ техники, вероятностный характер изменения величин, входящих в модели, качество работы (продукции), выполняемой (производящей) машиной, изменение цен на продукцию и т. д.

Нами разработана специальная программа для ЭВМ, позволяющая реализовать рассматриваемые задачи с учетом большого числа факторов.

Предложенная методика позволяет решать проблемы оптимизации использования машин на более высоком научном уровне.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Рогожкин, В. М. Оптимизация стратегии эксплуатации машин методами математического программирования / В. М. Рогожкин, Н. Н. Гребенникова, Н. А. Фоменко // Журнал «Известия высших учебных заведений». – 1999. – № 8.
2. Рогожкин, В. М. Методика выбора оптимальной стратегии эксплуатации машин / В. М. Рогожкин, Н. Н. Гребенникова // Материалы международной научно-технической конференции «Интерстроймех-2008». – Владимир, 2008.

УДК 69.002.51.004.1

В. М. Рогожкин, В. П. Шевчук, Н. Н. Гребенникова*

ПЕРВОНАЧАЛЬНАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И СТРАТЕГИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ МАШИН

Волжский институт строительства и технологий (филиал) ФГБОУ ВПО
«Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет»,
*Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: SDMIO@mail.ru)

Описывается влияние первоначальной производительности машины на выбор оптимальной стратегии эксплуатации. В качестве математического аппарата моделирования процесса принят метод динамического программирования, адаптированный к использованию ЭВМ.

Ключевые слова: оптимизация, стратегия, эксплуатация машин, динамическое программирование, производительность.

The influence of the primary characteristics: the efficiency of machines at choice of the optimum of the strategy of the operation is given. As the mathematical apparatus of the modeling of the process the method of dynamic programming, adapted to the use of computer is adopted.

Keywords: optimization, strategy, machine operation, dynamic programming, efficiency.

Под стратегией эксплуатации машины понимают комплекс мероприятий и воздействий на состояние машины в процессе ее эксплуатации, обеспечивающих вполне определенный конкретный вариант ее использования. А оптимальная стратегия – это такая стратегия, которая позволяет получить минимальные затраты средств на единицу продукции (работы) путем применения соответствующих оптимальных нормативов на эксплуатационные показатели работы машины. Стратегия экс-

плуатации машин (тракторы, автомобили, строительные и дорожные машины) во многом определяется особенностями их использования. При качественном и своевременном проведении технического обслуживания, строгом соблюдении рекомендуемых скоростных и нагрузочных режимов машины достаточно продолжительно могут работать с максимальной производительностью при минимальных затратах средств на их обслуживание и ремонт.

Однако стратегия эксплуатации машин определяется не только условиями эксплуатации, но и исходными характеристиками машины: первоначальной производительностью, долговечностью, надежностью и другими параметрами, которые не имеет новая машина, что не учитывалось в предыдущих

исследованиях. Первоначальные параметры изменяются в процессе эксплуатации машины.

Рассмотрим влияние производительности на стратегию их эксплуатации. Для решения задач в такой постановке нами разработана следующая динамическая модель:

$$c_{\tau}(t, t_1) = \min \begin{cases} \text{К} & \frac{U_{\text{опт.}\tau}(0,0) + S_{\tau}(t, t_1)}{W_{\text{опт.}\tau}(0,0)} + c_{\tau+1}(1,0) \\ \text{Э} & \frac{U_{\text{опт.}\tau}(t, t_1)}{W_{\text{опт.}\tau}(t, t_1)} + c_{\tau+1}(t+1, t_1) \\ \text{Р} & \frac{U_{\text{опт.}\tau}(t, t) + R_{\tau}(t, t_1)}{W_{\text{опт.}\tau}(t, t)} + c_{\tau+1}(t+1, t) \end{cases}.$$

$$0 \leq t \leq t_{np}; \quad t \leq \tau; \quad 1 \leq t_1 \leq t-1; \quad \tau=1, 2, \dots, n; \quad t_0 = 0,$$

где К, Э, Р – условные обозначения воздействия на машину соответственно заменить имеющуюся машину новой, сохранить машину и отремонтировать машину; $c_{\tau}(t, t_1)$ – удельные затраты средств на единицу наработки в год τ и за период после года τ при оптимальном использовании в оставшийся период, включая год τ , машины возраста t , если последний ремонт был в возрасте t_1 ; $U_{\text{опт.}\tau}(t, t_1)$, $W_{\text{опт.}\tau}(t, t_1)$ – соответственно оптимальные эксплуатационные затраты, оптимальная производительность в год τ машины возраста t , прошедшей ремонт в возрасте t_1 ; $S_{\tau}(t, t_1)$ – расходы на замену в год τ машины возраста t , прошедшей последний капитальный ремонт в возрасте t_1 , аналогичной новой; $R(t, t_1)$ – затраты на ремонт в год τ машины возраста t , прошедшей ремонт в возрасте t_1 ; $c_{\tau+1}(1,0)$, $c_{\tau+1}(t+1, t_1)$, $c_{\tau+1}(t+1, t)$ – удельные затраты средств за период после года τ и до конца рассматриваемого периода при эксплуатации по оптимальному варианту машины, имевшей в год τ соответственно возраст 0 (новая машина) и не подвергавшейся ремонту, возраст t , прошедшей ремонт в возрасте t_1 и возраст t и прошедшей ремонт в возрасте t ; t_{np} – предельно допустимый возраст машины, t_0 – начальный возраст машины.

В модель (1) вводили различные значения начальной производительности, эксплуатационных затрат, стоимости ремонта и надежности, для каждого случая определяли оптимальную стратегию эксплуатации.

Производительность машин для различных типов машин изменяется в разных единицах. На ее величину влияют как технические, так и организационные факторы.

Влияние первоначальной производительности на стратегию эксплуатации машин изучали путем моделирования на ЭВМ.

Следует отметить, что машины могут иметь не только разную первоначальную производительность, но и различный темп ее изменения в процессе эксплуатации.

На рис. 1 представлен случай, когда машины имеют разную первоначальную производительность (W_{01} , W_{02} , ..., W_{0n}), но темп изменения производительности $\left(\frac{dW}{dt}\right)$ в процессе эксплуатации у рассматриваемых машин одинаков.

А на рис. 2 – аналогичный случай, но темп изменения производительности у разных машин различен. Причем на рис. 2 изображен случай, когда темп снижения производительности у машины с большей первоначальной производительностью меньше, то есть $\frac{dW_{01}}{dt} < \frac{dW_{02}}{dt} < \dots <$

$< \frac{dW_{0n}}{dt}$. Но возможна и другая ситуация, при которой $\frac{dW_{01}}{dt} > \frac{dW_{02}}{dt} > \dots > \frac{dW_{0n}}{dt}$.

Все эти случаи рассматривались нами в процессе моделирования ситуаций на ЭВМ.

При исследовании влияния первоначальной производительности на стратегию эксплуатации машин нами были проведены численные решения рассматриваемых задач на ЭВМ по специально разработанной программе.

Анализ результатов исследований показал, что величина первоначальной производительности машины, практически, не влияет на оптимальный срок ее службы (рис. 3, линия

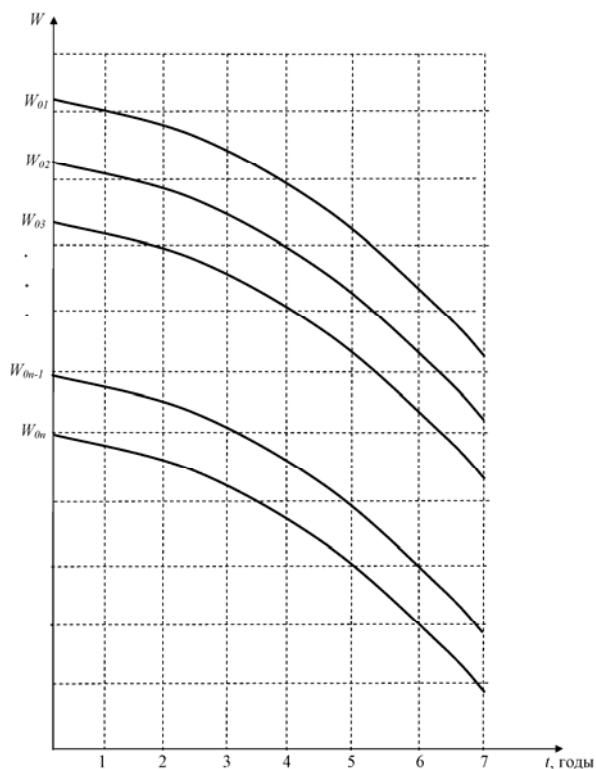


Рис. 1. Изменение производительности машины в процессе ее эксплуатации при различном значении первоначальной производительности ($W_{01}, W_{02}, \dots, W_{0n}$) и одинаковом темпе ее снижения по мере увеличения возраста машины

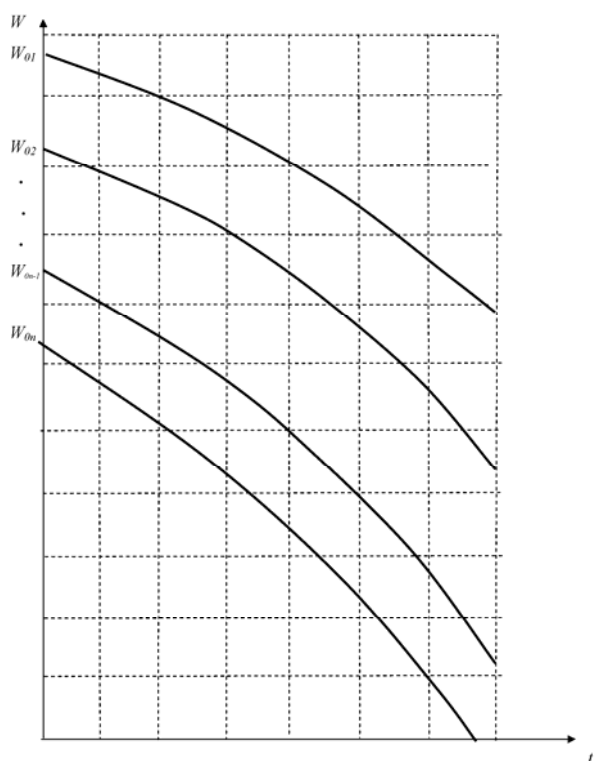
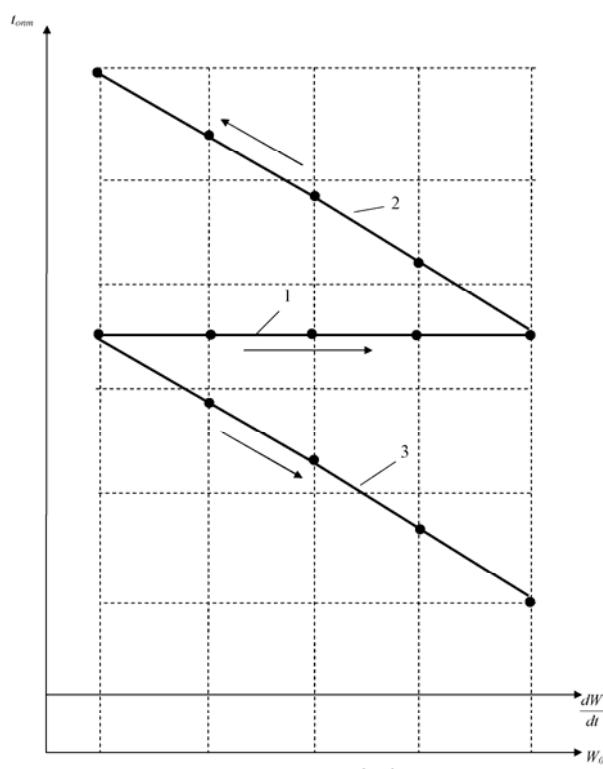


Рис. 2. Изменение производительности машины в процессе ее эксплуатации при различном значении первоначальной производительности ($W_{01}, W_{02}, \dots, W_{0n}$) и разным темпе ее снижения

$$\left(\frac{dW_{01}}{dt} < \frac{dW_{02}}{dt} < \dots < \frac{dW_{0n}}{dt} \right) \text{ по мере старения машины}$$



1 - $t_{\text{опт}} = f(W_0)$ при $\frac{dW}{dt} = \text{const} = A$; 2 - $t_{\text{опт}} = f\left(\frac{dW}{dt}\right)$ при $\frac{dW}{dt} < A$; 3 - $t_{\text{опт}} = f\left(\frac{dW}{dt}\right)$ при $\frac{dW}{dt} > A$;

Рис. 3. Принципиальный график изменения оптимального срока службы машин в зависимости от величины первоначальной производительности и темпа ее изменения в процессе эксплуатации

$t_{\text{опт}} = f(W_0)$). Однако при этом существенно изменяются удельные затраты средств на единицу выполненной машиной работы. Как показали расчеты, с увеличением первоначальной производительности удельные затраты средств на единицу работы уменьшаются (рис. 4).

Аналогичные расчеты, проведенные для условий, когда в процессе эксплуатации машины темп снижения производительности изменяется, показали, что с увеличением темпа снижения производительности оптимальный срок службы уменьшается (рис. 3, линия 3). И наоборот, с уменьшением темпа снижения производительности оптимальный срок увеличивается (линия 2, рис. 3). Что касается величины удельных затрат средств на единицу выполненной работы, то с увеличением темпа снижения производительности среднее ее значение за срок службы машины возрастает, а с уменьшением темпа — уменьшается. Эти результаты подтверждают исключительно важное значение мероприятий, направленных на поддержание высокой производительности машин в процессе их эксплуатации. Среди таких мероприятий особую роль играют

меры по поддержанию машин в исправном техническом состоянии и обеспечению их высокой эксплуатационной надежности. Поддержание высокого уровня производительности в процессе

эксплуатации машин позволяет не только сократить сроки выполнения механизированных работ, но и добиться снижения затрат средств на их выполнение.

Вывод. Оптимальная стратегия эксплуатации машин зависит не только от изменения эксплуатационных показателей их работы в процессе применения, но и от первоначальных характеристик, в частности от производительности. Чтобы добиться повышения эффективности применения машин надо стремиться, как к снижению затрат средств при их эксплуатации и повышению производительности, так и к улучшению первоначальных характеристик, закладываемых на стадии проектирования и изготовления машин. При этом величины дополнительных средств, выделяемых на улучшение первоначальных характеристик машин, должны окупаться экономическим эффектом, получаемым от применения более совершенных машин. Этот эффект следует определять путем сравнения удельных затрат средств на единицу выработки (произведенной продукции) при работе усовершенствованной модели и прототипа за оптимальный срок их службы.

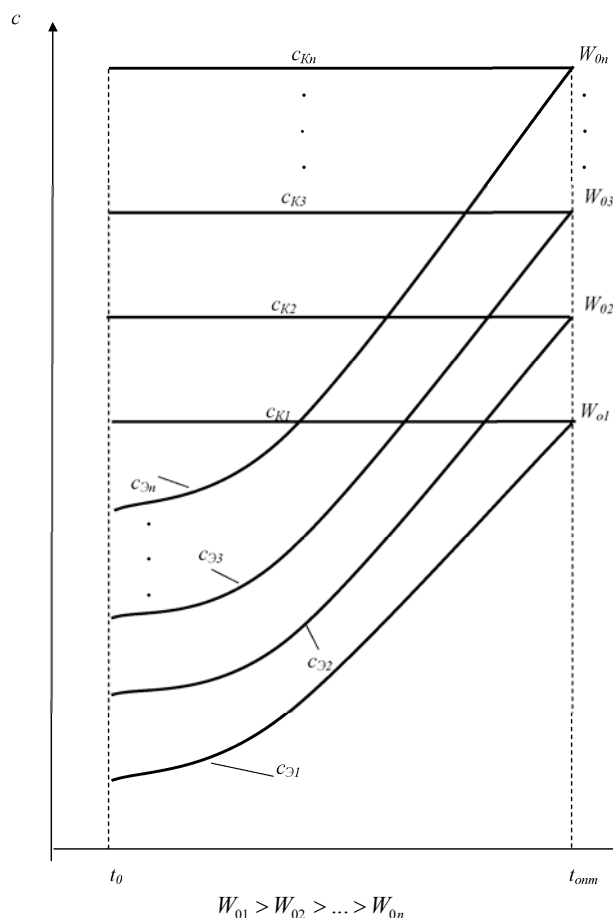


Рис. 4. Влияние первоначальной производительности машины на величину удельных затрат средств на единицу работы: $c_{Эi}$ — величина удельных эксплуатационных затрат средств для i -го случая, $i = 1, 2, \dots, n$; c_{Ki} — величина удельных затрат средств при замене машины на новую

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Рогожкин, В. М. Выбор оптимальных вариантов эксплуатации машин методом динамического программирования / В. М. Рогожкин, Н. Н. Гребенникова, Д. А. Двизов, Н. В. Скиданов // Механизация строительства. — 2005. — № 12.
2. Рогожкин, В. М. Методика выбора оптимальной стратегии эксплуатации машин / В. М. Рогожкин, Н. Н. Гребенникова // Материалы международной научно-технической конференции «Интерстроймех-2008». — Владимир, 2008.

УДК 656.132.072

Н. М. Сиволобов, С. А. Ширяев, В. А. Гудков, А. А. Раюшкина

ГОСУДАРСТВЕННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ШКОЛЬНЫХ ПЕРЕВОЗОК У НАС В СТРАНЕ И ЗА РУБЕЖОМ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: sh-sa@vstu.ru, nikita1314@yandex.ru)

В статье рассмотрен вопрос государственного регулирования обеспечения безопасности школьных перевозок у нас в стране и за рубежом.

Ключевые слова: школьный автобус, школьные перевозки, безопасность, государственное регулирование.

In article the question of state regulation of safety of school transportations at us in the country and abroad is considered.

Keywords: school bus, school transportation, safety, state regulation.

Безопасности школьных перевозок во всем мире уделяется самое пристальное внимание.

Наибольших успехов в этой области достигли Соединенные штаты Америки (США), где впер-

вые школьные автобусы для массовой перевозки детей к местам учебы были внедрены около ста лет назад [1]. По статистике [2], школьные автобусы в США – самый безопасный вид транспорта. Аварии с их участием, повлекшие жертвы, случаются в сто раз реже, чем с обычным автотранспортом. Каждый год на дорогах США погибают 800 школьников и 150 тыс. получают травмы. Однако только 2 % случаев приходится на ДТП со школьными автобусами, в 74 % случаев ребенок попадает в ДТП, если он едет в обычном автомобиле. Данная статистика наглядно показывает эффективность государственной политики в области безопасности школьных перевозок [3]. В России ситуация с системой перевозок школьников отличается от зарубежной и пока оставляет желать лучшего [4]. В связи с вышеизложенным, был проведен сравнительный анализ государственного регулирования обеспечения безопасности школьных перевозок у нас и за рубежом.

В США государственные, национальные и местные органы власти тесно взаимодействуют

друг с другом в сфере организации и обеспечения безопасности перевозок детей школьными автобусами. Федеральное правительство разрабатывает законы, стандарты, инструкции, правила, охватывающие всю систему школьных перевозок от производства школьных автобусов до организации и безопасности перевозок школьников. Кроме того, необходимо отметить, что в США, федеральное правительство непосредственно не финансирует школьные перевозки. В настоящее время насчитывается более 500 законов и огромное количество правил, регулирующих основные принципы функционирования системы школьных перевозок. Следует отметить, что только федеральное правительство США создало 37 стандартов безопасности для желтых школьных автобусов [5]. Государственным регулированием в США преимущественно занимается 3 органа власти (рис. 1, цифры внутри стрелок).

Канада, так же как и США, имеет развитую систему школьных перевозок с использованием традиционных желтых автобусов.



Рис. 1. Государственные органы власти США, задействованные в регулировании школьных перевозок, и их функции

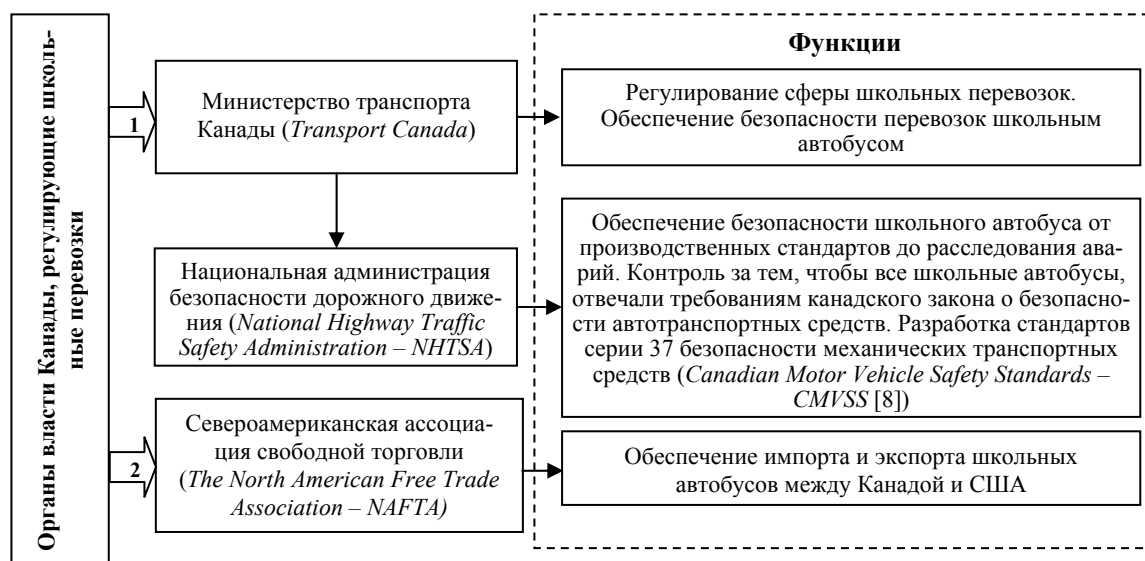


Рис. 2. Государственные органы власти Канады, задействованные в регулировании школьных перевозок, и их функции

Около 37 тысяч желтых школьных автобусов ежедневно осуществляют перевозку 55 % учащихся Канады (2,5 млн. чел.). Государственным регулированием в Канаде преимущественно занимается 2 органа власти (рис. 2, цифры внутри стрелок). Канадское федеральное правительство создает свои стандарты по безопасности для автотранспортных средств, в том числе для школьных автобусов, беря за аналогии стандарты безопасности США [6].

Государственное регулирование перевозок школьников в Российской Федерации показано на рис. 3. На наш взгляд, основным недостатком применяемого регулирования является большое количество органов власти различных уровней (как минимум 7), которые участвуют в регулировании системы школьных перевозок, а также малая степень участия в этом вопросе Министерства транспорта РФ. Например, выделение федеральных средств (субсидий) на закупку школами автобусов для перевозки детей осуществляет Министерство образования и науки РФ. Отдельные организационно-технологические вопросы регламентируются документами и постановлениями Правительства РФ, Федеральной службы по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека и др.

Все это привело к тому, что, во-первых, до сих пор не существует утвержденных на законодательном уровне, желательных в документах Министерства транспорта РФ, специальных по-

нятий, таких например, как «школьный автобус» и «школьные перевозки», а во-вторых, степень проработанности вопросов организации и безопасности перевозок школьников значительно уступает опыту зарубежных стран.

Например, одним из наиболее строгих стандартов безопасности для школьных автобусов в США, является оснащение каждого школьного автобуса выдвижными сигналами остановки с подсветкой, а иногда даже небольшим шлагбаумом в передней части – для того, чтобы дети, вышедшие из автобуса, не обходили его спереди. Данные мероприятия и ряд других отсутствуют в технических требованиях, предъявляемых к школьным автобусам ГОСТ Р 51160–98 «Автобусы для перевозки детей. Технические требования» [10]. В США правила дорожного движения (ПДД) дают наивысший приоритет школьным автобусам, водители других машин должны остановиться не менее чем за 6 метров до ведущего посадку/высадку детей автобуса при движении в попутном направлении и не менее чем за 15 метров – при движении навстречу [2], а у нас в стране ПДД лишь предписывают, что при посадке и высадке детей водитель школьного автобуса обязан включить аварийную сигнализацию (п.7.1), приближаясь к остановившемуся школьному автобусу со включенной аварийной сигнализацией, водители других транспортных средств обязаны снизить скорость и при необходимости остановиться, чтобы пропустить детей (п.14.7) [11].

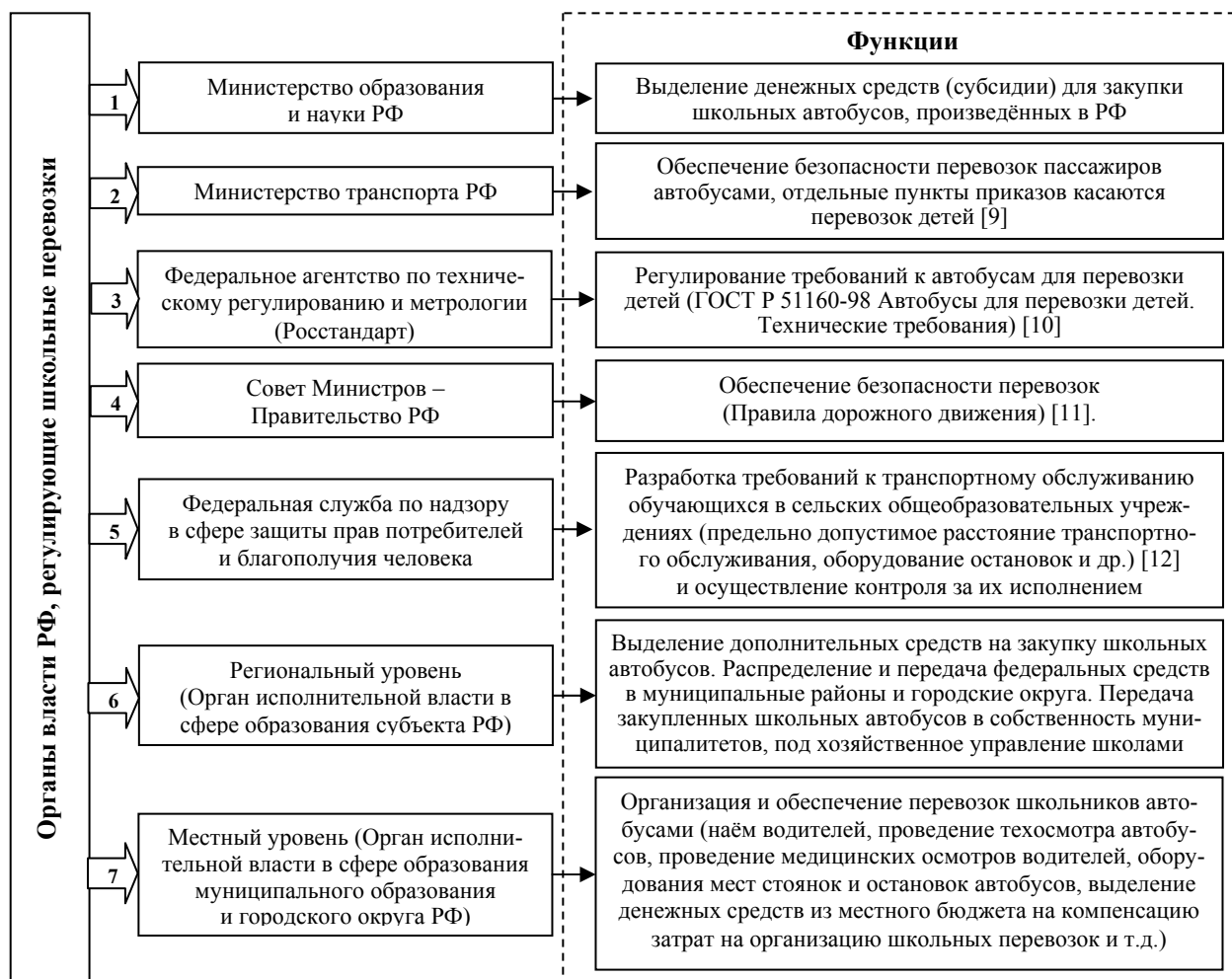


Рис. 3. Государственные органы власти Российской Федерации, задействованные в регулировании школьных перевозок и их функции

Очевидно, что нам нужно быстрее перенимать положительный зарубежный опыт особенно в области стандартов, регламентирующих проектирование и производство школьных автобусов, а так же нормативных актов, регламентирующих перевозку детей, в том числе ПДД, а также – передать организацию перевозок детей профессионалам.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. 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. Курпrienko. – Одесса, 2012. – ЦИТ: 412-0754 – С. 99–104.
2. Школьные автобусы должны стать безопаснее [Электронный ресурс]. – [2013]. – Режим доступа: <http://pedsovet.org/content/view/4053/88/>
3. School Bus. От хозяйственной повозки – до парка развлечений на колесах [Электронный ресурс]. – [2013]. – Режим доступа: <http://ps.1september.ru/articlef.php?ID=200408505>
4. Сиволобов, Н. М. Безопасность перевозок школьников - задача государственная / Н. М. Сиволобов, С. А. Ши-

ряев, В. А. Гудков // Технология, организация и управление автомобильными перевозками : сб. науч. тр. № 2 / Сибир. гос. автомоб.-дорожная академия (СибАДИ). – Омск, 2009. – С. 105–107.

5. U.S. Federal Agencies [Электронный ресурс]. – [2013]. – Режим доступа: <http://www.stnonline.com/resources/government/us-federal-agencies>

6. Federal Motor Vehicle Safety Standards [Электронный ресурс]. – [2013]. – Режим доступа: <http://www.stnonline.com/resources/government/us-federal-agencies/456-fmvss>

7. School Transportation in Canada [Электронный ресурс]. – [2013]. – Режим доступа: <http://www.stnonline.com/resources/government/school-transportation-in-canada>

8. Canadian Motor Vehicle Safety Regulations [Электронный ресурс]. – [2013]. – Режим доступа: <http://stnonline.com/resources/government/canadian-motor-vehicle-safety-regulations>

9. Приказ Минтранса РФ от 8 января 1997 г. № 2 «Об утверждении Положения об обеспечении безопасности перевозок пассажиров автобусами».

10. ГОСТ Р 51160–98 Автобусы для перевозки детей. Технические требования. – введ. 01.04.1998. – М.: Стандартинформ, 2008. – 12 с.

11. Постановление Совета Министров – Правительства РФ от 23 октября 1993 г. № 1090 «О правилах дорожного движения».

12. Правила СанПиН 2.4.2.1178–02. Гигиенические требования к условиям обучения в общеобразовательных учреждениях.

УДК 656.135.073.41

С. Ю. Фирсова, А. В. Куликов

СНИЖЕНИЕ ТРАНСПОРТНЫХ ЗАТРАТ ЗА СЧЕТ ВЫБОРА
ОПТИМАЛЬНОГО ТИПА ПОДДОНА ПРИ ПЕРЕВОЗКЕ СТРОИТЕЛЬНЫХ ГРУЗОВ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ap@vstu.ru)

В статье рассмотрена методика выбора оптимального типа поддона при перевозке тротуарной плитки в зависимости от грузоподъемности и площади платформы автомобиля.

Для снижения транспортных затрат предложено на этапе подготовки груза к отправке учитывать тип поддона, который выбирается исходя из вида характеристик транспортного пакета, грузоподъемности автомобиля и площади платформы.

Ключевые слова: грузовые перевозки, транспортные затраты, поддон, транспортный пакет, площадь платформы, коэффициент использования грузоподъемности, графоаналитический метод.

In article the technique of a choice of optimum type of the pallet in transit paving slabs depending on loading capacity and the area of a platform of the car is considered.

For decrease in transport expenses it is offered at a stage of preparation of freight to sending to consider type of the pallet which gets out proceeding from a type of characteristics of a transport package, the loading capacity of the car and the platform area.

Keywords: freight transportation, transport expenses, pallet, transport package, platform area, loading capacity efficiency, graphic-analytical method.

Тротуарная плитка является строительным материалом широкого применения, ее можно встретить на улицах города при оформлении тротуаров, в ландшафтном дизайне, также ее используют при оформлении приусадебных участков или коттеджных поселков. Тротуарная плитка может укладываться как на автомобильных парковках, так и в парковых зонах. Данный строительный материал выделяет любую улицу, дом и придает городу эстетический вид.

На этапе подготовки груза к перевозке необходимо определить характеристики транспортного пакета; выбрать тип подвижного состава и его количество. При выборе автомобиля для перевозки тротуарной плитки необходимо учитывать использование грузоподъемности и количество ездов. Для повышения эффективности грузовых автомобильных перевозок в сфере благоустройства территории города необходимо усовершенствовать технические характеристики подвижного состава автомобильного транспорта и погрузочно-разгрузочных средств, внедряя прогрессивные технологии организации перевозок грузов.

В статье рассмотрена технология перевозки тротуарной плитки двух видов. Производители тротуарную плитку укладывают на деревянные европоддоны и финподдоны. В табл. 1–2 приведены характеристики тротуарной плитки и поддонов.

Авторами рассчитано необходимое число поддонов типа С и Д для перевозки тротуарной

Таблица 1

Характеристика тротуарной плитки

Вид тротуарной плитки	Размеры (мм)	Вес (кг)
А – «Калифорния»	300x300x30	5,5
В – Квадрат 7	315x315x40	8

Таблица 2

Характеристика поддонов

Показатели	Значение показателя	
	EUR-поддон (С)	FIN-поддон (Д)
Грузоподъемность, т	2,0	2, 5
Длина, мм	1200	1200
Ширина, мм	800	1000
Высота, мм	145	145
Вес, т	0,025	0,04

плитки двух видов А и В. Исходя из площади территории, на которой необходимо выложить тротуарную плитку, было рассчитано количество плиток А (30 тыс. шт.) и плиток В (10 тыс. шт.). Плитка на поддоне загружается в несколько рядов. Поддон с загруженной плиткой составляет транспортный пакет. Количество рядов плитки определяется исходя из веса пакета, который не должен превышать грузоподъемность поддонов. Вес транспортного пакета определяется по формуле:

$$Q_{\text{пак}} = Q_{\text{п}} \cdot n_{\text{п}} \cdot n_{\text{р}} + Q_{\text{под}},$$

где $Q_{\text{пак}}$ – вес пакета, т; $Q_{\text{п}}$ – вес одной тротуарной плитки, т; $Q_{\text{под}}$ – вес поддона, кг; $n_{\text{п}}$ – количество плиток в одном ряду по вертикали, шт.; $n_{\text{р}}$ – количество рядов по вертикали на поддоне, шт.

Характеристика транспортного пакета представлена в табл. 3.

Таблица 3

Характеристика транспортных пакетов с тротуарной плиткой

Тип поддона и груза	Высота, мм	Количество рядов, шт.	Вес пакета, т
Поддон С с грузом А	745	5	0,905
Поддон С с грузом В	945	5	0,985
Поддон Д с грузом А	745	7	1,360
Поддон Д с грузом В	945	7	1,480

Таблица 4

Количество тротуарной плитки, загружаемой на поддоны разных типов

Вид тротуарной плитки	Количество плитки на поддоне, шт.	
	способ М ₁	способ М ₂
Поддон С (5 рядов плитки)		
А	160	0
В	0	120
Поддон Д (7 рядов плитки)		
А	240	0
В	0	180

Используемые поддоны имеют разную площадь. Исследование вариантов размещения

плитки А и В на поддонах С и Д позволяет найти такой способ размещения, который обеспечивает максимальное использование площади поддона, при общем сокращении необходимого количества поддонов для перевозки всей партии плитки.

Количество тротуарной плитки, загружаемой на поддоны, приведено в табл. 4.

С помощью разработанной методики [1, 2] путем решения математической модели определено число поддонов, необходимых для перевозки всего объема тротуарной плитки:

минимизировать $X_1 + X_2 = Z_c$, при ограни-

$$\text{чениях: } \begin{cases} 160X_1 + 0X_2 \geq 30000; \\ 0X_1 + 120X_2 \geq 10000; \\ X_1 \geq 0; X_2 \geq 0. \end{cases}$$

минимизировать $X_1 + X_2 = Z_d$, при ограни-

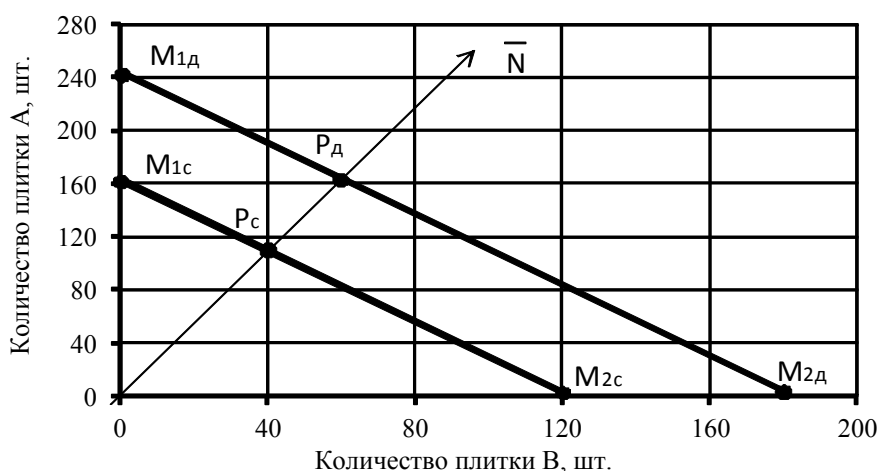
$$\text{чениях: } \begin{cases} 240X_1 + 0X_2 \geq 30000; \\ 0X_1 + 180X_2 \geq 10000; \\ X_1 \geq 0; X_2 \geq 0. \end{cases}$$

Поставленная задача была решена с помощью графоаналитического метода, приведенного на рисунке [1, 3].

Оптимальный вариант удовлетворяет условию комплектности. Задав долю поддонов С через δ_c , а долю поддонов Д через δ_d , загружаемых по способу М₁, а остальную часть $(1 - \delta_c)$ и $(1 - \delta_d)$ по способу М₂, найдем значения δ_c и δ_d из условия комплектности:

$$\frac{160 \cdot \delta_c + 0 \cdot (1 - \delta_c)}{0 \cdot \delta_c + 120 \cdot (1 - \delta_c)} = \frac{30000}{10000}; \quad \delta_c = 0,69;$$

$$\frac{240 \cdot \delta_d + 0 \cdot (1 - \delta_d)}{0 \cdot \delta_d + 180 \cdot (1 - \delta_d)} = \frac{30000}{10000}; \quad \delta_d = 0,69.$$



Возможные способы размещения плитки на поддонах

Минимальное число поддонов X_c и X_d для перевозки тротуарной плитки найдено из уравнения [3, 4]:

$$X_c = \frac{30000}{160 \cdot 0,69 + 0 \cdot (1 - 0,69)} = 271;$$

$$X_d = \frac{30000}{240 \cdot 0,69 + 0 \cdot (1 - 0,69)} = 181.$$

В результате расчетов для перевозки всего объема плитки необходимо: европоддонов в количестве 271 шт., из которых 88 загружено по способу M_1 и 88 шт. по способу M_2 , или финподдонов в количестве 181 шт., из которых 125 шт. загружено по способу M_1 и 56 шт. по способу M_2 .

Для исследования процесса перевозки тротуарной плитки выбраны автомобили: седельный тягач КамАЗ-44108 с полуприцепом НЕФАЗ 9334; одиночный бортовой автомобиль КамАЗ-65117; бортовой автомобиль в составе автопоезда с прицепом НЕФАЗ-8332.

В качестве погрузо-разгрузочных механизмов выбран электропогрузчик CPD 25 грузоподъемностью 2,5 т (на заводе-производителе) и дизельный вилочный погрузчик Hyundai 33D -7 грузоподъемностью 3,3 т (на городских улицах).

Рассчитано потребное число полуприцепов для перевозки европоддонов и финподдонов. Количество поддонов, загружаемых на платформу, должно определяться с учетом площади платформы и грузоподъемности подвижного состава. Результаты расчетов приведены в табл. 5.

Таблица 5

Количество поддонов, загружаемых на платформу ПС

Вид тротуарной плитки	Количество поддонов, шт.	
	С	Д
Бортовой автомобиль с прицепом		
А	25	16
В	22	14
Бортовой автомобиль без прицепа		
А	16	10
В	14	9
Седельный тягач с полуприцепом		
А	17	11
В	15	10

В результате расчетов получено, что для одиночного бортового автомобиля рациональнее использовать европоддоны, а для тягача с полуприцепом и автомобиля с прицепом тип выбранных поддонов не имеет значения.

Количества ездов, которые необходимо выполнить подвижному составу разного типа для перевозки необходимого объема тротуарной плитки, приведены в табл. 6.

Таблица 6

Количество ездов, совершаемых автомобилями при перевозке тротуарной плитки

Марка автомобиля	КамАЗ - 65117	КамАЗ-44108+НЕФАЗ 9334	КамАЗ-65117+НЕФАЗ-8332
Количество ездов при перевозке всего груза поддонами С	18	18	12
Количество ездов при перевозке всего груза поддонами Д	20	18	12

Уменьшение числа ездов позволяет сократить пробег автомобиля с грузом и снизить транспортную составляющую в общих затратах ремонтно-строительных работ.

По результатам проведенных исследований оптимальным типом подвижного состава для перевозки тротуарной плитки на европоддонах является бортовой автомобиль с прицепом (КамАЗ-65117+НЕФАЗ-8332).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вельможин, А. В. К вопросу определения минимального количества ездов автомобиля при перевозке ЖБИ на строящийся объект / А. В. Вельможин, А. В. Куликов, С. Ю. Фирсова // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 3). – С. 134–135.
2. Грузовые автомобильные перевозки: учебник для вузов / А. В. Вельможин, В. А. Гудков, Л. Б. Миротин, А. В. Куликов. – М.: Горячая линия – Телеком, 2006. – 560 с.
3. Теоретические основы организации функционирования транспортных систем: методические указания по выполнению курсового проекта / сост. А. В. Вельможин, А. В. Куликов; Волгоградский государственный технический университет. – Волгоград, 2001. – 20 с.
4. Фирсова, С. Ю. Определение оптимального варианта размещения железобетонных изделий на платформе полуприцепа / С. Ю. Фирсова, А. В. Куликов // Технология, организация и управление автомобильными перевозками: сб. науч. тр. – № 3 / Сибирская гос. автомобильно-дорожная академия (СибАДИ). – Омск, 2010. – С. 164–168.

УДК 625.712

*М. И. Шаров***УПРАВЛЕНИЕ ТРАНСПОРТНЫМ СПРОСОМ КАК СРЕДСТВО
СНИЖЕНИЯ НАГРУЗОК НА УЛИЧНО-ДОРОЖНУЮ СЕТЬ****Национальный исследовательский Иркутский государственный технический университет**

(e-mail: sharov.maksim@gmail.com)

В статье рассмотрены основные методы управления транспортным спросом в городах, как способ снижения вероятности возникновения заторов на улично-дорожной сети.

Ключевые слова: транспортный спрос, подвижность.

Mobility Management of Transportation Demand Management is implemented in a lot of European and North America cities. Mobility Management tries to influence pre-trip mode choice. Individual mobility needs, also known as the demand for travel, is at the centre of attention for all measures.

Keywords: transportation Demand, Mobility.

Высокий уровень загрузки улично-дорожных сетей крупных и крупнейших российских городов, сопровождающийся резким снижением скорости сообщения и транспортными заторами, стал предметом дискуссий и многих публикаций в нашей стране. Анализ российских изданий, посвященных проблемам транспортных заторов, показывает, что чаще всего как средство борьбы с пробками указываются административные и фискальные меры, применение интеллектуальных транспортных систем (ИТС), прежде всего АСУД. Вместе с тем в них пока еще уделяется мало внимания методам формирования транспортного поведения населения, что является предметом так называемого управления транспортным спросом. Широко распространенные в зарубежной специальной литературе и периодике термины управление транспортным спросом (Transportation Demand Management – TDM) или управление мобильностью (Mobility Management – MM) имеют следующие определения:

«TDM – обобщающий термин для стратегий, которые приводят к более эффективному использованию транспортных ресурсов» (Victoria Transport Institute, Канада);

«...MM – ориентированный на спрос подход к пассажирскому и грузовому транспорту, использующий новые инструментарий и формы взаимодействия. Его цель состоит в том, чтобы поддерживать и поощрять изменение отношения к устойчивым видам транспортного обслуживания. Инструментарий MM основан на информационных и организационных методах, координации...» (К. Н. Posch, координатор ЕРОММ).

Обратимся к уже имеющейся практике применения TDM и MM. Программы снижения транспортных нагрузок на городские УДС, разработанные в последние годы в США, включают очень разнообразный арсенал мер, которые классифицируют как долгосрочные и кратко-

срочные. Примечательно, что в числе долгосрочных мер Департаменты транспорта штатов и муниципалитетов указывают TDM как обязательный элемент, характерный пример этого [2, 7]. Таким образом, в составе долгосрочных программ рассматривается не только развитие дорогостоящей транспортной инфраструктуры, но и мероприятия по формированию транспортного поведения населения. При этом особый акцент делается на рациональном использовании индивидуального автомобильного парка.

Управление транспортным спросом активно применяется в европейских странах и стало объектом совместных европейских программ, выполняемых под эгидой организации (ЕРОММ, <http://www.epommweb.org>) и самой Европейской Комиссии (www.ecomm2010.eu). В частности 30 сентября 2009 г. Европейская Комиссия приняла «План действий по городской мобильности» со сроком действия до 2012 г. Сама ЕРОММ, в состав которой входят уже 16 стран, осуществляет в 2006–2009 гг. проект МАХ – «Максимизация менеджмента мобильностью». Спектр средств управления мобильностью достаточно широк (рис. 1) и взаимосвязан с управлением транспортной системой города, муниципальным управлением и градостроительным планированием [3, 4, 6].

Оценка эффективности мер воздействия на транспортное поведение и получаемые при этом эффекты представлены в табл. 1. Наиболее эффективными считаются переориентация на использование другого вида передвижений (Shift mode) и снижение использования индивидуальных автомобилей (Reduced vehicle trips).

Приведем показатели эффективности ряда конкретных проектов в области управления транспортным спросом. В 1993 г. в штате Вашингтон была принята программа по сокращению объема ежедневных поездок по трудовым целям CTR (Commute Trip Reduction Program).

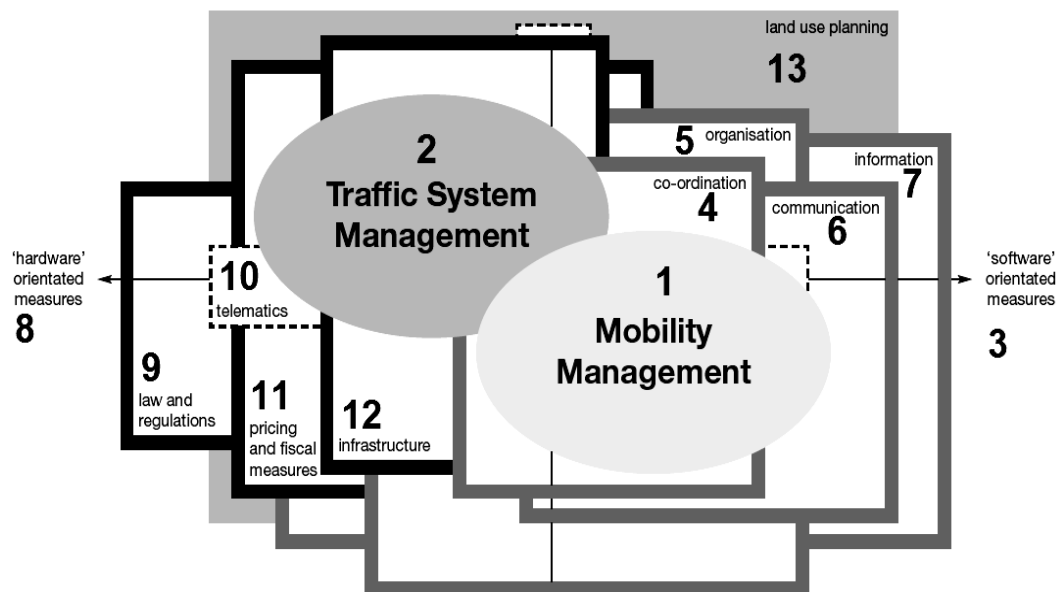


Рис. 1. Взаимосвязь управления мобильностью (1) и управления транспортной системой (2) [4]:
3 – средства и методы управления, включающие координацию работы муниципальных служб (4), средства массовых коммуникаций (6) и информационные системы (7); 8 – «аппаратные» средства, включающие разработку законодательства и регулирующих актов (9), применение телематики (10), фискальные меры (11), развитие транспортной инфраструктуры (12); 13 – планирование использования территории (т. е. градостроительное планирование)

Таблица 1

Меры воздействия на транспортное поведение и получаемые эффекты

Цели	Меры				
	Снижение скорости движения	Изменение времени передвижений	Уменьшение протяженности передвижений	Переориентация на другой способ передвижений	Снижение использования личных автомобилей
Снижение загрузки сети		–	–	–	–
Сокращение вложений на дорожное строительство			–	–	–
Сокращение вложений на строительство парковок				–	–
Сокращение расходов населения на передвижения			–	–	–
Улучшение условий передвижений				–	–
Безопасность дорожного движения	–		–	–	–
Сокращение расхода топлива			–	–	–
Сокращение выбросов в атмосферу				–	–
Повышение эффективности использования территории			–	–	–
Улучшение уровня здоровья населения	–		–	–	–

С материалами программы можно ознакомиться на сайте Департамента транспорта www.wsdot.wa.gov. Программа CTR была закреплена специальным законом штата в 1991 г.

в составе Акта о защите воздуха от загрязнений. В данной программе уделялось большое внимание использованию индивидуального автомобильного парка, прежде всего, ставилась

задача снижения количества поездок, совершаемых одиночными водителями. В этой связи разрабатывались меры, способствующие использованию автомобилей повышенной вместимости (high-occupancy vehicles) и совместному использованию автомобилей (carpooling). В составе программы предусматривались возможности изменения режима работы: сжатая 4 – дневная рабочая неделя с 10-часовым рабочим днем; гибкий режим работы – смещение начала и конца работы при сохранении длительности рабочего дня. Кроме того, внедрялась практика работы дома или в местных локальных офисах, что получило название teleworking. В результате действия программы в период 1993–2007 гг. количество поездок на работу, совершаемых одиночными водителями, снизилось с 70,9 до 65,5 %. Снижение объемов загрязнения воздушного бассейна в 2007 г. оценено суммарной величиной 4000 т всех видов загрязняющих веществ. Уменьшение расхода топлива составило 9,7 млн. галлонов на сумму 23 млн. долларов.

В Европе можно отметить введение платного пользования автомобилями в утренний пиковый период в границах урбанизированной территории Randstad, включающей Амстердам, Роттердам, Гаагу и Утрехт [1]. Введение проекта в 2001 г., утвержденного парламентом Голландии, предусматривало с 1998 г. публичными слушаниями с вовлечением широких кругов общественности и заинтересованных организаций, таких, например, как Министерство транспорта и Голландская ассоциация пользователей автомобильного транспорта. Величина платы за пользование автомобилем в период 7.0–9.00 составила около 3,5 долларов. По результатам моделирования предполагалось достигнуть снижения интенсивности движения в утренний пиковый период на 30 %. Такой показатель прогнозировался как результат снижения интенсивности грузового движения на 6 % и ежедневных поездок к месту работы на индивидуальном автомобильном транспорте на 44 %, а также увеличения количество поездок предпринимателей (business trips) на 27 %. В целом в границах агломерации Randstad в утренний пиковый период было достигнуто снижение интенсивности на 35 %, что даже больше чем прогнозные оценки. При этом на важнейших дорогах снижение интенсивности составило 41 %, а на второстепенной УДС – 26 %. На 60 % изменения нагрузки на УДС в пиковый период были вызваны изменением времени поездок, приходящихся теперь на внепиковые периоды.

Выполнение программ, аналогичных рассмотренным выше, требует разработки методов прогнозов влияния различных факторов на транспортное поведение населения. Нужен инструмент, позволяющий прогнозировать выбор способов передвижений в зависимости от сценариев развития транспортной системы города. Транспортное планирование обычно рассматривают как процедуру, включающую 4 этапа (рис. 2).

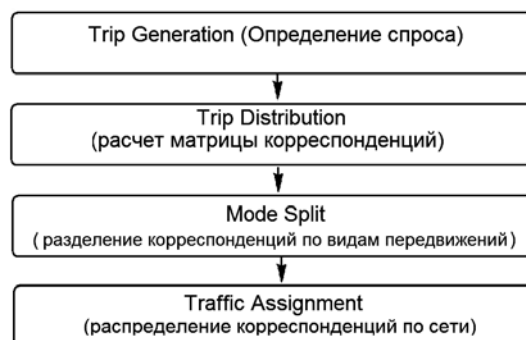


Рис. 2. Стадии транспортного планирования в программах управления транспортным спросом

Если расчет матрицы корреспонденций – этап 2 (см. рис. 2) и распределение корреспонденций по маршрутам сети (т. е. маршрутной сети или УДС) – этап 4 в значительной мере можно рассматривать как расчетные процедуры, то оценка спроса на передвижение и выбор способа передвижений, прежде всего, базируются на разнообразных статистических данных. В странах с высоким уровнем автомобилизации количество генерируемых объектами корреспонденций (trip generation) рассматривается

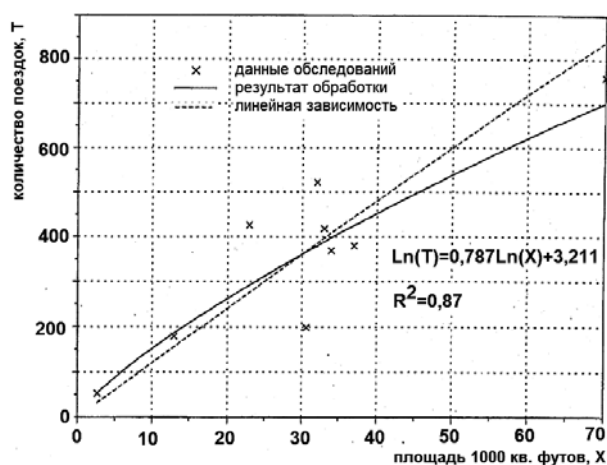


Рис. 3. Генерация поездок супермаркетами вечерний час пик – соотношение прибытий и убытий 53 % к 47 %:
X – суммарная площадь помещений супермаркета, 1000 кв. футов;
T – количество поездок к супермаркету и от него, авт./ч

в виде количества автомобилей, прибывающих и убывающих за определенный период суток. В США уже долгое время этот параметр является объектом регулярных исследований, которые систематизируются в виде обновляемых справочных данных руководств по транспортным расчетам. Например, на рис. 3 представлены данные генерирующей способности крупных супермаркетов из справочного издания Trip Generation.

Оценка вероятности выбора способа передвижений, что необходимо рассматривать на этапе 3 (Mode Split) относится к классу моделей индивидуальных предпочтений. В качестве примера рассмотрим дезагрегированную модель индивидуального выбора [5], которая применялась для целого ряда городов США. В соответствии с этой моделью ожидаемое количество людей E_i , выбирающих способ передвижения i , определяется как сумма вероятностей выбора ими альтернативы i

$$E_i = \sum_n P_{in}, \quad (1)$$

где P_{in} – вероятность выбора индивидом n способа передвижения i .

В более детализированном виде вероятность $P(f, d, m, r)$ передвижения способом m по маршруту r в зону d (или к объекту d) предлагается рассматривать как

$$P(f, d, m, r) = P(f)P(f, d)P(m, f, d)P(r, f, d, m), \quad (2)$$

где $P(f)$ – вероятность совершения передвижения; $P(f, d)$ – вероятность в зону d (или к объекту d) при условии, что передвижение состоялось; $P(m, f, d)$ – вероятность использования способа передвижения при условии, что передвижение состоялось в зону d (или к объек-

ту d); $P(r, f, d, m)$ – вероятность использования маршрута при использовании способа передвижения при условии, что передвижение состоялось в зону d (или к объекту d).

Очевидно, что построение дезагрегированных моделей выбора способа передвижения как и оценка количества генерируемых поездок требует систематических транспортных обследований и накопления статистических данных. Накопление таких данных остро необходимо для выполнения многих видов градостроительного и транспортного планирования и позволит повысить обоснованность решений, в том числе прогнозировать эффект от введения мер воздействия на транспортное поведение как это было сделано в Голландии при введении плат для агломерации Randstad [1]. Транспортная лаборатория ИрГТУ планирует осуществлять исследования транспортного поведения населения и генерации поездок различными видами объектов тяготения. Главной целью этих исследований намечена разработка модели оптимального размещения перехватывающих парковок. Определенный объем информации о транспортном поведении уже накоплен при разработке концепции развития общественного транспорта г. Иркутска.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шаров, М. И. Перспективы управления транспортным спросом / М. И. Шаров // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2011. – Т. 48. – № 1. – С. 119–123.
2. Левашев, А. Г. Управление дорожным движением на магистральных улицах / А. Г. Левашев, С. Е. Тебеньков, Е. С. Иванченко // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2012. – Т. 68. – № 9. – С. 152–157.
3. Михайлов, А. Ю. Перспективная тематика исследований в области теории транспортных потоков / А. Ю. Михайлов, И. М. Головных // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2005. – Т. 22. – № 2. – С. 128–130.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 69.002.51.004.1

Н. Н. Гребенникова

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОЙ СТРАТЕГИИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МАШИН

Волжский институт строительства и технологий (филиал) ФГБОУ ВПО
«Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет»
(e-mail: SDMIO@mail.ru)

Описывается методика определения оптимальной стратегии эксплуатации машин, основанная на математическом аппарате методов линейного и динамического программирования.

Ключевые слова: оптимизация, стратегия, эксплуатация машин, динамическое программирование, линейное программирование.

The technique of definition of optimum strategy of operation of the cars, based on mathematical apparatus of methods of linear and dynamic programming is described.

Keywords: optimization, strategy, operation of cars, dynamic programming, linear programming.

В моделях оптимальной эксплуатации машин результаты расчета во многом зависят от того, какие исходные данные, характеризующие изменение эксплуатационных показателей работы машины, будут использованы при решении задачи. В большинстве работ в качестве исходных данных принимаются фактические показатели, получаемые путем статистических наблюдений за работой машин в условиях реальной эксплуатации. В этом случае на результаты решения будут влиять факторы, ничего общего не имеющие с техническими и эксплуатационными возможностями машин, выполняющих заданные производственные процессы. Поэтому нами, для определения оптимальной стратегии эксплуатации машин, разработана новая методика, которая основана на использовании современных математических методов и ЭВМ и состоит из двух этапов: 1-й этап – выбор оптимального варианта выполнения заданного годового объема механизированных работ на основе моделей математического аппарата линейного программирования и получение в результате этого исходных данных по эксплуатационным показателям работы машин и 2-й этап – определение оптимальных сроков службы и оптимальной политики ремонта методом динамического программирования, на основе данных, полученных на 1-м этапе.

При реализации 1-го этапа, для получения оптимальных исходных данных использована методика, в основе которой лежит модель основной задачи линейного программирования. Рассматриваемая задача описана следующей математической моделью:

$$\left. \begin{aligned} x_{11} + x_{21} + \dots + x_{k1} &= Q_1 \\ x_{12} + x_{22} + \dots + x_{k2} &= Q_2 \\ &\dots \dots \dots \\ x_{1n} + x_{2n} + \dots + x_{kn} &= Q_n \\ \frac{x_{11}}{W_{11}} + \frac{x_{12}}{W_{12}} + \dots + \frac{x_{1n}}{W_{1n}} &\leq T \\ \frac{x_{21}}{W_{21}} + \frac{x_{22}}{W_{22}} + \dots + \frac{x_{2n}}{W_{2n}} &\leq T \\ &\dots \dots \dots \\ \frac{x_{k1}}{W_{k1}} + \frac{x_{k2}}{W_{k2}} + \dots + \frac{x_{kn}}{W_{kn}} &\leq T \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$C = c_{11} x_{11} + c_{12} x_{12} + \dots + c_{1k} x_{1k} + c_{21} x_{21} + \dots + c_{2k} x_{22} + \dots + c_{2k} x_{2k} + \dots + c_{kn} x_{kn} \rightarrow \min. \quad (2)$$

Система (1) является ограничениями задачи, а выражение (2) – целевой функцией. Здесь x_{ij} – объем работ, выполняемый агрегатом i ($i = 1, 2, \dots, k$) на операции j ($j = 1, 2, \dots, n$); Q_j – объем работ на операции j ; W_{ij} – годовая произво-

ны и для каждого состояния по минимуму затрат средств на единицу наработки машины определить, как выгоднее поступить с имеющейся машиной – заменить ее новой, капитально отремонтировать или продолжать эксплуатировать без ремонта и замены. Решение начинают с последнего года периода и последовательно перемещаются к первому. Таким образом находят так называемые условные оптимальные решения для каждого года периода при любом возможном состоянии машины на начало этого года. Затем, «пробегая» процесс решения в обратном направлении, то есть от первого до последнего года, и зная состояние (t, t_1) машины на начало каждого года, находят оптимальный вариант эксплуатации машины. Он будет состоять из набора условных обозначений: K – купить новую машину, $\mathcal{E}$ – эксплуатировать старую, P – капитально отремонтировать, то есть будет иметь вид:

$$\mathcal{E} \mathcal{E} P \mathcal{E} \dots K \mathcal{E} \mathcal{E} \quad (5)$$

Вариант эксплуатации (5) расшифровывают так: имеющуюся машину надо эксплуатировать первые два года, затем ее следует отремонтировать на третьем году эксплуатации, затем в течение четвертого года эксплуатировать. Далее последует период эксплуатации, ремонта и замены машины. Наконец, перед последними тремя годами эксплуатации заменяют машину новой и далее эксплуатируют ее до конца рассматриваемого периода без замены и ремонта. Вариант (5) представлен здесь в неконкретном виде, так как неизвестна длительность периода планирования. Из него лишь видно, что длительность доремонтного цикла равна 2 годам. Если длительность периода будет задана, то (5) примет вполне конкретный вид и однозначно

укажет, как поступить с имеющейся машиной в каждый год периода – ремонтировать ее, продолжать эксплуатировать или заменить новой.

Реализация модели (4) на ЭВМ по специально разработанной программе позволяет получить оптимальный план использования и ремонта машины, обеспечивающий получение минимума затрат средств за период времени t . План получают в виде, аналогичном (5).

Вывод. Для определения оптимальной стратегии эксплуатации машин нами разработана специальная методика, основанная на методах линейного и динамического программирования, максимально приспособленная для использования ЭВМ. С помощью предлагаемой методики можно определить оптимальный срок службы машины и оптимальной ремонтной политики по критериям минимума удельных затрат и максимума прибыли, получаемой от использования машины.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гребенникова, Н. Н. Оптимальная стратегия использования машин в строительстве методом динамического программирования / Н. Н. Гребенникова // Тезисы докладов X межвузовской научно-практической конференции молодых ученых и студентов г. Волжского, Ч. 1. – Волжский: 2004.
2. Рогожкин, В. М. Выбор оптимальной стратегии эксплуатации машин методом математического программирования / В. М. Рогожкин, Н. Н. Гребенникова // Материалы международной научно-технической конференции «Интерстроймех-2004». – Воронеж, 2004.
3. Рогожкин, В. М. Выбор оптимальных вариантов эксплуатации машин методом динамического программирования / В. М. Рогожкин, Н. Н. Гребенникова, Д. А. Двизов, Н. В. Скиданов // Механизация строительства. – 2005. – № 12.
4. Рогожкин, В. М. Методика выбора оптимальной стратегии эксплуатации машин / В. М. Рогожкин, Н. Н. Гребенникова // Материалы международной научно-технической конференции «Интерстроймех-2008». – Владимир, 2008.

УДК 629.113.004.67

А. С. Денисов, Б. Ф. Тугушев, Е. Ю. Горшенина

ОСОБЕННОСТИ ПРЕДЛАГАЕМОЙ ТЕХНОЛОГИИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НАПЛАВОЧНЫМИ МЕТАЛЛОПОКРЫТИЯМИ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ЗАРУБЕЖНЫХ АНАЛОГОВ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования

«Саратовский государственный технический университет имени Ю. А. Гагарина»

(e-mail: denisov0307@yandex.ru, tugushev@mail.ru, ekaterina_84_07@mail.ru)

В статье рассмотрены основные особенности современных технологий восстановления коленчатых валов автотракторных двигателей наплавочными металлопокрытиями.

Ключевые слова: коленчатый вал, наплавка, проволока, подогрев, ресурс.

In article the basic features of modern technologies of rebuilding of automotive and tractor engines crankshafts are considered.

Keywords: crankshaft, welding-up, wire, heating, resource.

На современном этапе вопросами восстановления коленчатых валов автомобильных, тракторных двигателей и других кривошипов занимаются различные компании по всему миру [1], при этом основное место (примерно 80 % всех используемых технологий) занимает так называемый «Глисон-процесс» (The Gleason Process) [2, 3]. Он получил распространение в Америке [4], Японии [5], Африке, Италии [6] и Австралии [7].

Вильяму Глисону (William R. Gleason) принадлежит авторство на четыре патента в этой области, выданных в США. Номера их: 3,694,620; 3,978,310; 5,408,906 и 5,622,092 [8–11]. Два из них: 3,694,620 и 3,978,310 – посвящены как раз сути и конструктивным особенностям

«глисоновского» оборудования для наплавки коленчатых валов, коим пользуются сегодня в мире.

Первый из них (3,694,620) рассматривает конструкцию механизма последовательной подачи двух различных наплавочных проволок через одну горелку (рис. 1). Второй (3,978,310) предлагает использовать оригинальную кинематическую схему нанесения металлопокрытий на шатунные шейки вала, при котором наплавляемая шейка движется по орбитальной траектории, а наплавочная головка следует за ней (рис. 2). В патентах под номерами 5,408,906 и 5,622,092 рассматриваются просто конструкции оригинальных центросместителей, которые не связаны напрямую с «Глисон-процессом».

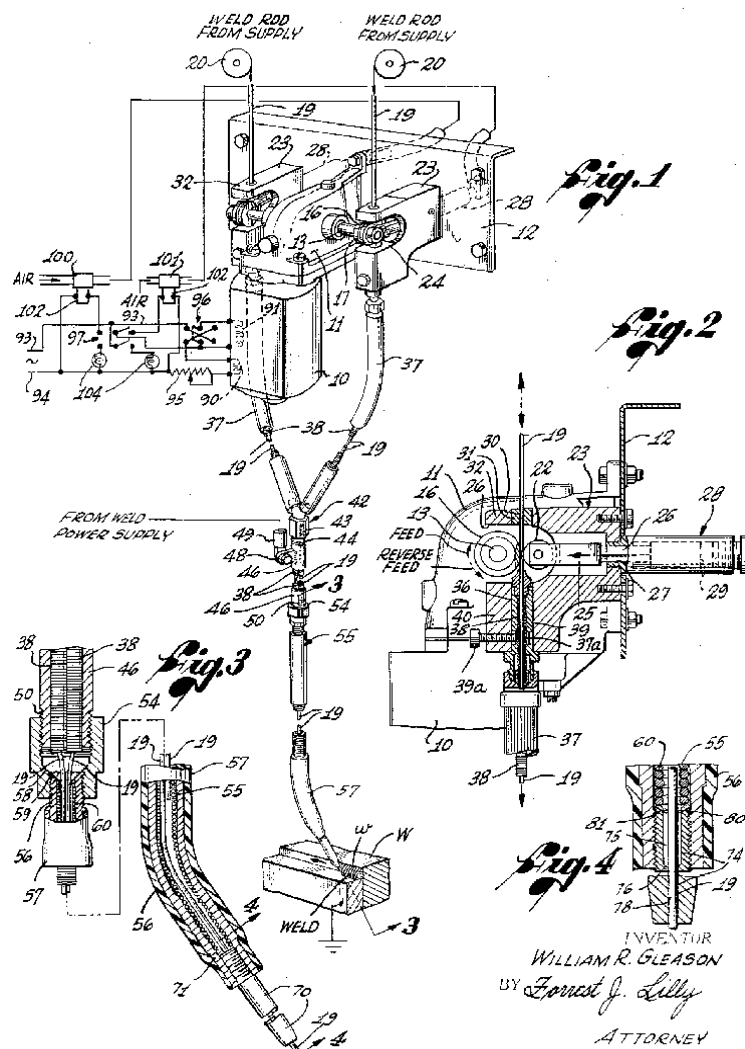


Рис. 1. Конструктивная схема механизма подачи двух проволок [12]

Суть «Глисон-процесса» заключается в наплавке зоны галтели металлопокрытием с твердостью около 30 HRC и в наплавке рабочей по-

верхности шейки металлом с твердостью примерно 50 HRC. На рис. 3 приведены зоны сравнительных исследований новых коленчатых

валов, изготовленных фирмой «Caterpillar», и коленчатых валов после восстановления по технологии компании «Gleason Engineering Industries, Inc.». При этом металлопокрытия обладают высокой прочностью ($\sigma_b=560$ МПа – для галтели, $\sigma_b=1690$ МПа – для шейки вала), гибкостью и вязкостью (относительное удлинение составляет 20 и 16 %, соответственно для галтели и шейки) [2]. Аналогичные металлопокрытия применяют для восстановления коленчатых валов в Европе [1].

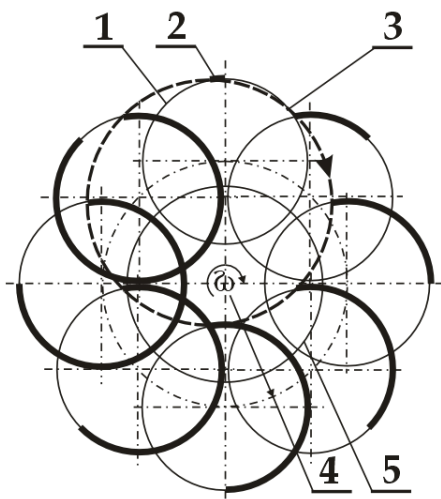


Рис. 2. Кинематическая схема нанесения наплавочного металлопокрытия по технологии «The Gleason Process»: 1 – контур профиля шатунной шейки коленчатого вала; 2 – зона горения дуги и формирования наплавочного валика; 3 – траектория движения зоны горения дуги; 4 – радиус кривошипа; 5 – контур профиля коренной шейки коленчатого вала [9, 12]

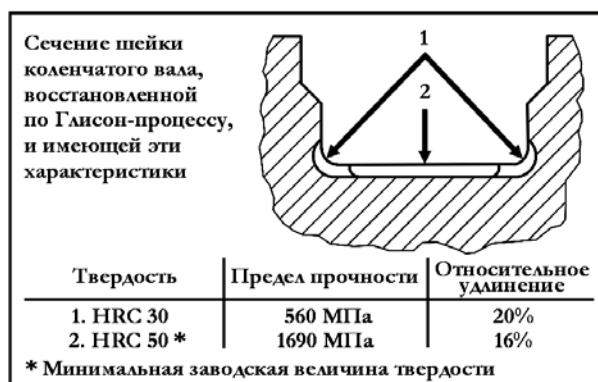


Рис. 3. Физико-механические свойства металла восстановленного коленчатого вала после наплавки двумя проволоками (компания «Gleason Engineering Industries, Inc.»): 1 – зоны галтелей; 2 – зона рабочей поверхности шейки [12]

Еще одной особенностью чисто «Глисон-процесса» является планетарное движение шатунной шейки при наплавке и сложное движение вслед за ней наплавочной горелки, снабженной двумя последовательно заменяемыми проволоками. Металлопокрытия не требуют за-

калки токами высокой частоты. Твердость приобретает в процессе следующего после наплавки длительного среднего отпуска при температуре около 400 °С и выдержки из расчета 2 часа на один дюйм диаметра шейки [2, 3, 12].

Особенностью комплектов для наплавки «Gleason Engineering Industries, Inc.» является наличие омедненных проволок малых диаметров от 0,030 до 0,045 дюйма (примерно от 0,8 до 1,2 мм). Это обеспечивает незначительные тепловложения в деталь при осуществлении процесса металлопокрытия.

Другой особенностью американских комплектов материалов является обязательное наличие двух проволок для наплавки одной шейки вала (вариант технологии применяется в основном для коленчатых валов дизельных двигателей). Галтели вала, как было сказано выше, наплавляются материалом с твердостью после наплавки от 26 до 30 HRC. Это обеспечивает отсутствие трещин при наплавке зон галтелей, так как противовесы и щеки коленчатого вала являются хорошими радиаторами и дают высокую скорость охлаждения, что приводит к образованию холодных трещин в самых опасных сечениях наплавленных коленчатых валов.

Изучение причин поломок коленчатых валов показывает, что в большинстве случаев они являются следствием усталости материала детали. Наиболее часто усталостное разрушение вала происходит по щеке в зоне перекрытия шатунных и коренных шеек [13, 14].

По предложенной в СГТУ имени Ю. А. Гагарина технологии центральная часть шейки наплавлялась порошковой проволокой марки ПП-Нп-35В9Х3СФ (ГОСТ 26101–84) с последующим отпуском при 500 °С в течение одного часа, наплавка галтелей осуществлялась проволокой сплошного сечения марки Нп-30ХГСА (ГОСТ 10543–98) с предварительным подогревом детали до 230 °С. Нанесение всех металлопокрытий производилось по слою флюса АН-348А (ГОСТ 9087–81). Это позволило получить распределение микротвердости по сечению шейки, близкое к показателям новой детали, а также к показателям современных технологий, применяемых за рубежом для восстановления коленчатых валов дизелей металлопокрытиями.

Данные по вторичному ресурсу восстановленных коленчатых валов дизельных двигателей были получены по результатам статистической обработки, проведенной по 80 новым и по 80 восстановленным коленчатым валам (приведены в таблице).

Статистические характеристики распределения межремонтного ресурса коленчатых валов

Наименование валов	Среднее значение пробега L , тыс. км	Стандартное отклонение σ , тыс. км	Коэффициент вариации	Относительный вторичный ресурс
Новые	195,2	106,2	0,544	—
Восстановленные	157,4	84,54	0,537	0,806

Результат проведенных исследований – усовершенствованный технологический процесс восстановления коленчатых валов дизельных двигателей. Годовой экономический эффект составил около 16 000 000 руб., при программе восстановления 300 коленчатых валов в год. Коэффициент относительной экономической эффективности при этом 8,85, что указывает на прямую выгоду. Вторичный ресурс восстановленных крупногабаритных коленчатых валов дизельных двигателей составляет 80 % от ресурса новых валов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тугушев, Б. Ф. Мировая практика восстановления коленчатых валов / Б. Ф. Тугушев // Восстановление и укрепление деталей машин: межвуз. науч. сб. / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2001. – С. 69–85.
2. Тугушев, Б. Ф. «The Gleason Process» для восстановления коленчатых валов / Б. Ф. Тугушев // Восстановление и укрепление деталей машин: межвуз. науч. сб. / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2001. – С. 91–103.
3. Горшенина, Е. Ю. Исследование особенностей наплавки коленчатых валов / Е. Ю. Горшенина, Б. Ф. Тугушев // Совершенствование технологий и организации обеспечения работоспособности машин: сб. науч. трудов / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2007. – С. 57–62.
4. Тугушев, Б. Ф. Американская концепция восстановления тяжело нагруженных коленчатых валов дизельных двигателей / Б. Ф. Тугушев // Актуальные проблемы транспорта Поволжья и пути их решения: межвуз. науч. сб. / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2001. – С. 136–149.
5. Тугушев, Б. Ф. Анализ японского опыта восстановления коленчатых валов / Б. Ф. Тугушев // Проблемы эксплуатации автомобильного транспорта и других машин и пути их решения: сб. науч. трудов / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2005. – С. 84–89.
6. Горшенина, Е. Ю. Итальянский опыт восстановления коленчатых валов / Е. Ю. Горшенина, Б. Ф. Тугушев // Совершенствование технологий и организации обеспечения работоспособности машин: сб. науч. трудов / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2006. – С. 68–80.
7. Горшенина, Е. Ю. Современные технологии восстановления коленчатых валов / Е. Ю. Горшенина, Б. Ф. Тугушев // Логистика и экономика ресурсосбережения и энергосбережения в промышленности: сб. науч. трудов по МНПК / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2007. – С. 233–237.
8. Patent 3694620 (US) / Dual Welding Wire Feed For ARC Welder / W.Gleason, 1972. 5 p.
9. Patent 3978310 (US) / Machine For Repair Of Crankshafts By Welding / W.Gleason, 1976. 8 p.
10. Patent 5408906 (US) / System For Simultaneously Setting Stroke On A Crankshaft Lathe / W.Gleason, 1995. 10 p.
11. Patent 5622092 (US) / System For Simultaneously Setting Stroke On A Crankshaft Lathe / W.Gleason, 1997. 14 p.
12. Горшенина, Е. Ю. Двухпроволочная наплавка коленчатых валов / Е. Ю. Горшенина, Б. Ф. Тугушев // Молодые ученые – науке и производству: сб. науч. тр. / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2007. – С. 34–38.
13. Денисов, А. С. Теоретический анализ изменения напряженно-деформированного состояния коленчатого вала в процессе эксплуатации / А. С. Денисов, А. Т. Кулаков, Б. Ф. Тугушев, Е. Ю. Горшенина, А. А. Видинеев // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2010, № 9. – С. 47–51.
14. Денисов, А. С. Анализ результатов экспериментального исследования напряженно-деформированного состояния коленчатого вала в процессе эксплуатации / А. С. Денисов, А. Т. Кулаков, Б. Ф. Тугушев, Е. Ю. Горшенина, А. А. Видинеев // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2011, № 1. – С. 28–34.

УДК 629.113-592.2

Е. И. Железнов, Р. Е. Железнов

АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗВЕНЬЕВ МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЕЗДА С ПАССИВНЫМ ПРИЦЕПОМ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: DrSpeer@mail.ru)

В статье приведены некоторые результаты исследования влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на динамическое взаимодействие звеньев малотоннажного автопоезда с пассивным 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.

Как известно [1, 2] величина нагрузок в сцепном устройстве (СУ) зависит от конструктивных и эксплуатационных факторов, к числу которых относятся: жесткость $C_{\text{сц}}$ упругой связи, демпфирующее сопротивление $\eta_{\text{сц}}$ и величина зазора ξ_x в сцепном узле, масса звеньев $M_{\text{т}}$, $M_{\text{п}}$ автопоезда (АП), режим движения, темп приложения движущих или тормозных сил. Торможение, наряду с разгоном, является основным расчетным режимом при определении параметров сцепного устройства АП. С целью оценки влияния перечисленных выше факторов на величину нагрузок в СУ малотоннажного АП с пассивным (бестормозным) прицепом при торможении были проведены расчетные исследования с помощью описанной в работе [3] математической модели, адекватность которой подтверждена дорожными испытаниями. В ка-

честве объекта исследования был выбран АП на базе тягача, с параметрами автомобиля УАЗ-3741, и одноосного прицепа. Результаты расчетов 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 $P_{\text{км}}$ усилия $P_{\text{к}}$ в СУ и среднее квадратическое отклонение σ_p усилия $P_{\text{к}}$. В таблице в качестве примера приведены значения уровней и интервалов варьирования исследуемых факторов, а ниже – формулы и графики, отражающие их влияние на оценочные показатели при торможении расчетного АП с начальной скорости $V_0 = 40$ км/ч на дороге с коэффициентом сцепления $\phi_x = 0,7$. Рассмотрим результаты расчетов.

Значения уровней и интервалов варьирования факторов

Параметры	Факторы	Уровни варьирования факторов					Интервал варьирования
		-1,595	-1,0	0	1,0	1,595	
$M_{\text{п}}$, кг	x_1	150	280	500	720	850	220
$t_{\text{д}}$, с	x_2	0,1	0,2	0,4	0,6	0,7	0,2
ξ_x , м	x_3	0	0,004	0,01	0,016	0,02	0,006
$C_{\text{сц}}$, кН/м	x_4	50	96,6	175	253,4	300	78,4
$\eta_{\text{сц}}$, кНс/м	x_5	0	1,12	3,0	4,88	6,0	1,88

$$\begin{aligned}
 P_{\text{км}} = & 2855,3 + 1284,7x_1 - 639,5x_2 + 416,9x_3 + 215,9x_4 - 366,8x_5 - 251,1x_1x_2 + \\
 & + 45,7x_1x_3 + 68,2x_1x_4 - 98,1x_1x_5 - 200,5x_2x_3 - 5,2x_2x_4 + 96,2x_2x_5 + 223,8x_3x_4 - \\
 & - 102,1x_3x_5 - 45,0x_4x_5 - 54,9x_1^2 + 358,0x_2^2 + 108,8x_3^2 + 85,9x_4^2 + 125,9x_5^2; \\
 \sigma_p = & 661,3 + 280,4x_1 - 33,5x_2 + 95,6x_3 + 26,7x_4 - 107,5x_5 - 28,3x_1x_2 + 25,1x_1x_3 + \\
 & + 8,2x_1x_4 - 42,4x_1x_5 - 40,2x_2x_3 + 1,9x_2x_4 + 52,7x_2x_5 + 41,0x_3x_4 - 41,4x_3x_5 - \\
 & - 20,1x_4x_5 - 30,9x_1^2 + 29,4x_2^2 + 10,3x_3^2 + 82,9x_5^2,
 \end{aligned}$$

где x_1 – масса прицепа, $M_{\text{п}}$; x_2 – время нарастания тормозных сил на осях тягача от нуля до максимального значения, $t_{\text{д}}$; x_3 – зазор в СУ, ξ_x ; x_4 – коэффициент жесткости упругого элемента сцепки, $C_{\text{сц}}$; x_5 – коэффициент неупругого сопротивления сцепки, $\eta_{\text{сц}}$.

Анализ коэффициентов регрессии уравнений показал, что по силе влияния на величину $P_{\text{км}}$ факторы располагаются в следующем порядке: $M_{\text{п}}$, $t_{\text{д}}$, ξ_x , $\eta_{\text{сц}}$, $C_{\text{сц}}$, а на величину σ_p – $M_{\text{п}}$, $\eta_{\text{сц}}$, ξ_x , $t_{\text{д}}$, $C_{\text{сц}}$. Причем влияние массы $M_{\text{п}}$, которая зависит от загрузки прицепа, значительно превосходит влияние остальных фак-

торов. С увеличением $M_{\text{п}}$ величины $P_{\text{км}}$ и σ_p растут (рис. 1), что связано во-первых, с усилением наката прицепа на тягач (увеличение $P_{\text{км}}$), а во-вторых, с повышением интенсивности относительных колебаний звеньев (увеличение σ_p).

С увеличением темпа приложения тормозных сил (уменьшение $t_{\text{д}}$) величины $P_{\text{км}}$ и σ_p растут. Такое же по характеру, но меньшее по силе влияние оказывают зазор ξ_x и жесткость $C_{\text{сц}}$ упругого элемента сцепки, а увеличение коэффициента демпфирования $\eta_{\text{сц}}$ наоборот приводит к снижению величин $P_{\text{км}}$ и σ_p (см. рис. 1).

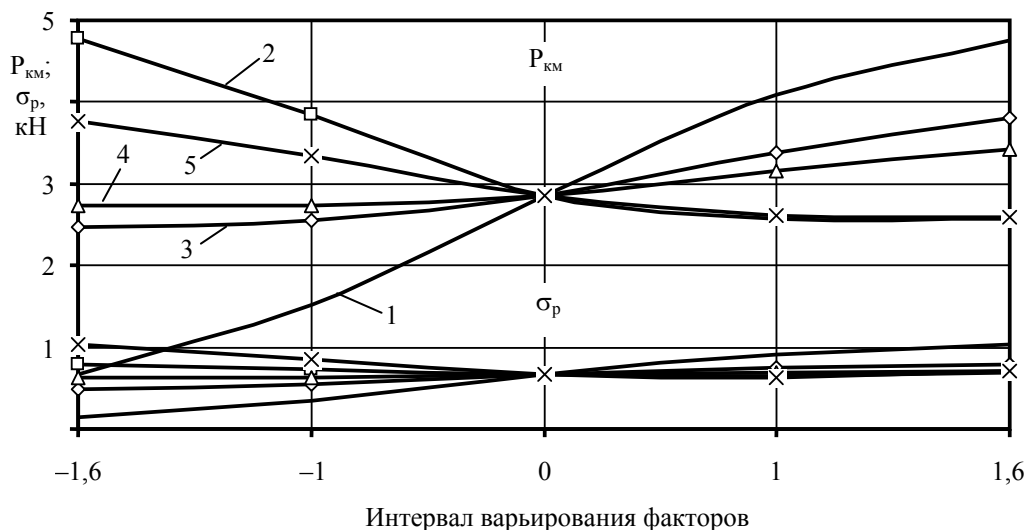


Рис. 1. Влияние одиночных факторов на величину оценочных показателей:
1 – M_p ; 2 – t_d ; 3 – ξ_x ; 4 – C_{sc} ; 5 – η_{sc}

Значительное влияние на величину оценочных показателей оказывают парные взаимодействия факторов, в первую очередь, с массой прицепа. Так, при $M_p = 150$ кг изменение t_d с 0,7 с до 0,1 с приводит к увеличению величин P_{KM} на 0,76 кН (рис. 2) и σ_p на 0,04 кН, а при $M_p = 850$ кг изменение t_d в тех же пределах сопровождается их ростом уже на 3,3 и 0,25 кН соответственно. В случае резкого торможения АП ($t_d = 0,1$ с) с груженым прицепом ($M_p = 850$ кг) максимальная величина усилия в сцепке становится соизмеримой с весом прицепа ($P_{KM} = 7,3$ кН). Это может привести к нарушению работоспособности СУ. Применение плавного торможения АП при той же массе прицепа позволит примерно в два раза снизить величину P_{KM} .

К значительному росту нагрузок в СУ приводит одновременное с повышением массы M_p

прицепа и интенсивности торможения (уменьшение t_d) увеличение зазора ξ_x (рис. 3, а), жесткости C_{sc} упругого элемента (рис. 3, б) и снижение коэффициента демпфирования η_{sc} (рис. 3, в). Наиболее выпукло это явление прослеживается на примере взаимодействия x_1x_3 (M_p, ξ_x). Как видно (см. рис. 3, а), увеличение усилия P_{KM} происходит при любом сочетании факторов, но оно более значимо в случае, когда оба фактора принимают максимальные значения. Так, при $M_p = 850$ кг изменение ξ_x с 0 до 0,02 м приводит к увеличению P_{KM} примерно на 40 %, а σ_p – на 50 %.

Влияние взаимодействий x_1x_4 (M_p, C_{sc}) и x_1x_5 (M_p, η_{sc}) имеет более сложный характер. При фиксированных значениях коэффициентов C_{sc} и η_{sc} увеличение массы прицепа приводит к росту нагрузок (см. рис. 3, б, в). В то же время при фиксированной массе прицепа можно подобрать такое значение C_{sc} , при котором величины P_{KM} и σ_p будут минимальными. Влияние коэффициента демпфирования растет с увеличением массы прицепа.

Особый интерес представляет оценка взаимного влияния конструктивно-эксплуатационных параметров сцепного устройства. Анализ коэффициентов регрессии и графиков, приведенных на рис. 4, показал, что не только величина, но и характер изменения оценочных показателей в значительной мере обусловлен эффектами взаимодействия факторов. Например, влияние коэффициента жесткости C_{sc} прямо зависит от величины зазора ξ_x . При беззазорной сцепке ($\xi_x = 0$) увеличение C_{sc} с 50 до 300 кН/м приводит к снижению величины P_{KM} примерно

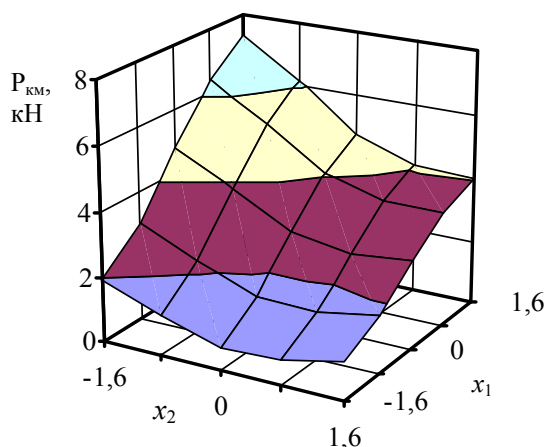


Рис. 2. Влияние массы M_p (x_1) и времени t_d (x_2) на максимальную величину P_{KM} усилия в СУ расчетного АП при торможении

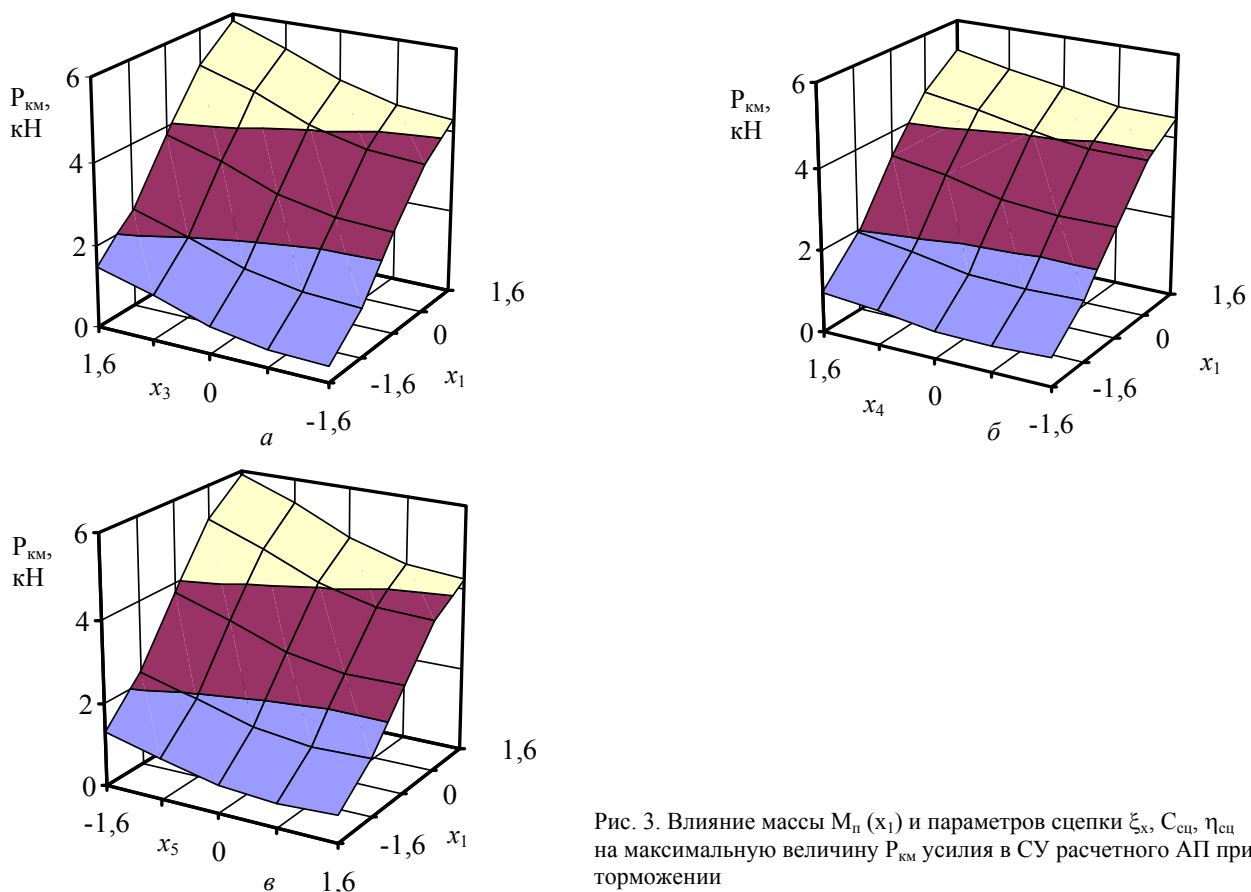


Рис. 3. Влияние массы $M_n(x_1)$ и параметров сцепки $\xi_{сх}$, $C_{сц}$, $\eta_{сц}$ на максимальную величину P_{KM} усилия в СУ расчетного АП при торможении

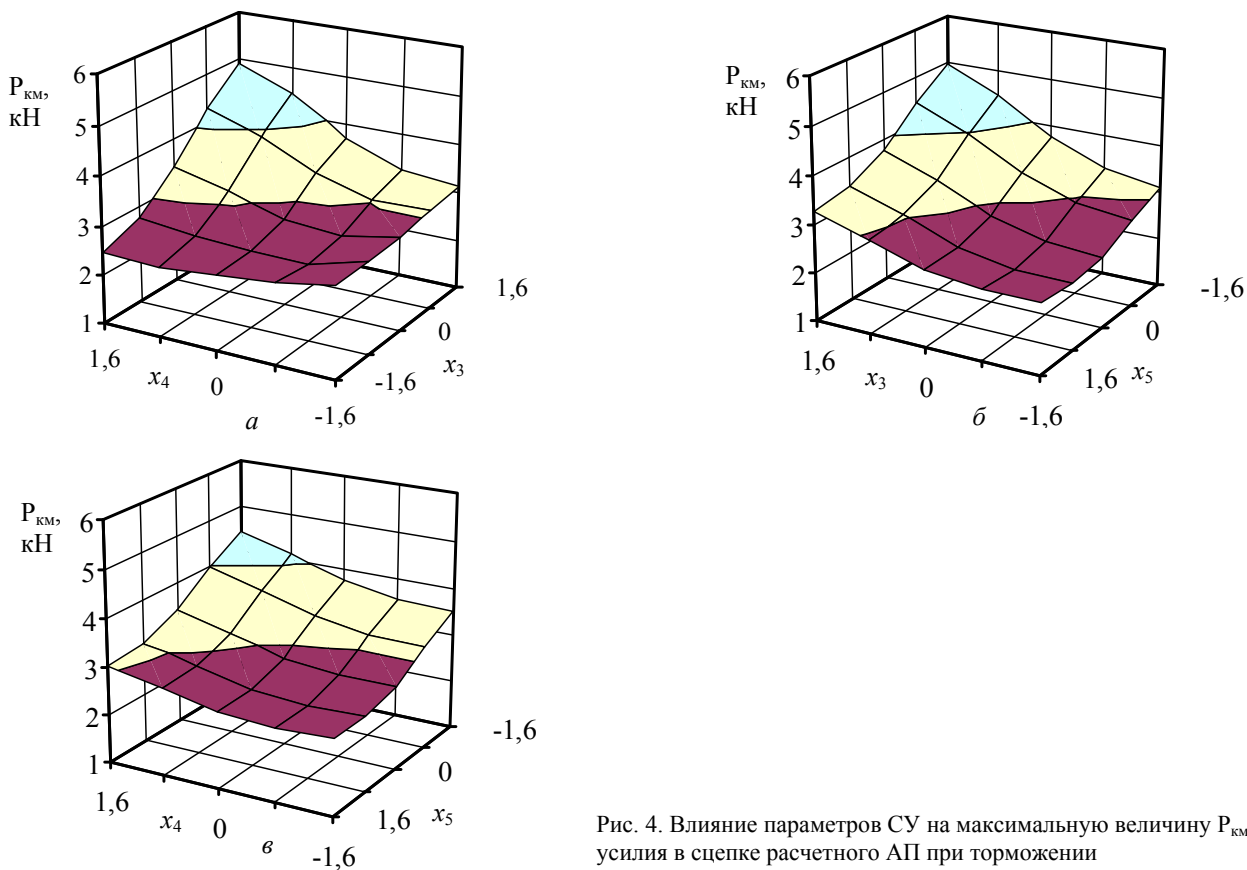


Рис. 4. Влияние параметров СУ на максимальную величину P_{KM} усилия в сцепке расчетного АП при торможении

на 0,3 кН (рис. 4, а), а σ_p – на 0,1 кН. При $\xi_x = 0,02$ м величина $P_{км}$ наоборот увеличивается на 1,85 кН, а σ_p – на 0,2 кН. Влияние зазора ξ_x тем больше, чем выше жесткость упругого элемента и меньше демпфирование. Так, при $C_{сц} = 50$ кН/м увеличение зазора с 0 до 0,02 м сопровождается ростом $P_{км}$ и σ_p примерно на 0,2 кН, а при $C_{сц} = 300$ кН/м – на 2,5 кН и 0,5 кН соответственно. Изменение зазора ξ_x в указанных выше пределах при $\eta_{сц} = 0$ приводит к увеличению величин $P_{км}$ на 1,7 кН и σ_p на 0,7 кН, а при $\eta_{сц} = 6$ кН·с/м – на 0,8 кН и 0,1 кН соответственно (см. рис. 4, б). Поэтому для снижения динамических нагрузок в СУ необходимо устранять зазоры и применять упругие элементы с высоким демпфированием.

Влияние взаимодействия x_4x_5 ($C_{сц}$, $\eta_{сц}$) менее значимо и более определено (см. рис. 4, в). С увеличением коэффициента $C_{сц}$ величина $P_{км}$ растет при любых значениях коэффициента $\eta_{сц}$, но при высоких жесткостях упругого элемента влияние демпфирования становится ощутимее.

Таким образом, проведенные исследования показали, что в сцепном устройстве малотон-

нажного АП с пассивным прицепом при торможении могут действовать значительные динамические нагрузки, соизмеримые с весом прицепа. Величина и характер изменения нагрузок зависят от соотношения конструктивно-эксплуатационных факторов и при правильном выборе параметров СУ могут быть оптимизированы. Но это возможно только в случае замены жестких сцепных устройств шарового типа, широко применяемых на малотоннажных АП, на беззазорные сцепные устройства с упруго-демпфирующими элементами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Щукин, М. М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей: Конструкция, теория, расчет / М. М. Щукин. – Л.: Машиностроение, 1961. – 217 с.
2. Железнов, Е. И. Исследование влияния параметров сцепного устройства на продольную устойчивость малотоннажного автопоезда / Е. И. Железнов, Р. Е. Железнов // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 2(89) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 5). – С. 21–24.
3. Железнов, Е. И. Повышение тормозных свойств малотоннажных автопоездов: монография / Е. И. Железнов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2000. – 144 с.

УДК 629.113

Г. О. Мельников, Е. С. Ларин, В. Г. Дыгало, А. А. Ревин

КОМПЛЕКС ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ СИСТЕМ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tera@vstu.ru)

В статье описана разработанная авторами экспертная система и созданный модуль для диагностики систем активной безопасности

Ключевые слова: автомобиль, система активной безопасности, диагностика.

The paper describes the expert system of and the developed module for the diagnosis of active safety systems

Keywords: vehicle, active safety system, diagnostics.

Как и любая система автомобиля, ABS и ESP нуждаются в диагностике. Крупные сервисные станции для обнаружения неисправности привлекают мастеров по диагностике. С помощью специального оборудования и своих знаний они максимально быстро и точно находят неисправность. У сервисных центров среднего и малого размера, для снижения затрат, обязанности мастера по диагностике делегируются механикам, электрикам и техническим консультантам. В этом случае точность и скорость диагностики напрямую зависит от квалификации персонала. Для повышения про-

фессиональных навыков сотрудников необходимо обучение. Это несомненно приведет к немалым затратам, так как в противном случае необученный персонал может увеличить время диагностики в несколько раз, по сравнению с мастером по диагностике, и значительно повысить количество ошибочных замен и ремонтов. Выходом из данной ситуации может стать диагностический комплекс систем активной безопасности автомобиля, который будет удобен и прост в использовании, что позволит снизить время диагностики, увеличить точность и сократить затраты.

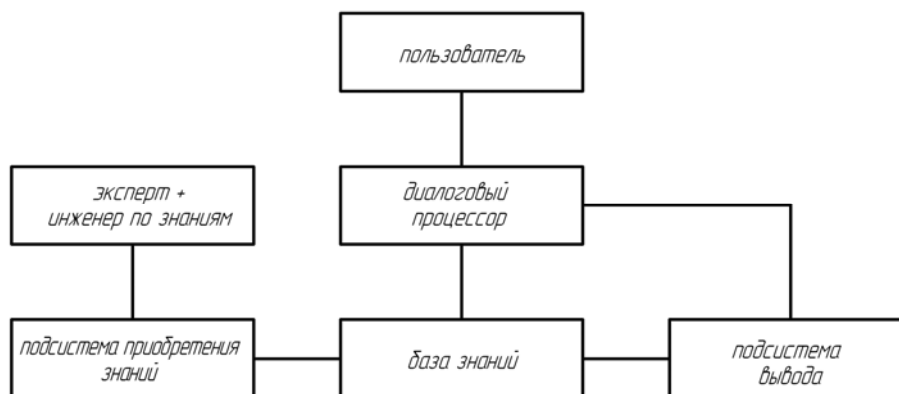


Рис. 1. Структура экспертной системы

Диагностический комплекс состоит из экспертной системы (рис. 1) и устройства для проверки блока ESP.

Во главе структуры находится экспертная группа инженерии знаний, состоящая из экспертов в предметной области и инженеров знаний. В функции этой группы входит заполнение базы знаний, осуществляемое с помощью специализированной диалоговой компоненты Экспертной системы (ЭС) – подсистемы приобретения знаний, которая позволяет частично автоматизировать этот процесс.

– Подсистема приобретения знаний предназначена для добавления в базу знаний новых правил и модификации имеющихся. В ее задачу входит приведение правила к виду, позволяющему подсистеме вывода применять это правило в процессе работы.

– База знаний – наиболее важная компонента экспертной системы, на которой основаны ее «интеллектуальные способности». В отличие от всех остальных компонент ЭС, база знаний – «переменная» часть системы, которая может пополняться и модифицироваться инженерами знаний и опытом использования ЭС между консультациями.

– Подсистема вывода – программная компонента экспертных систем, реализующая процесс ее рассуждений на основе базы знаний и рабочего множества. Она выполняет две функции: во-первых, просмотр существующих фактов из рабочего множества и правил из базы знаний и добавление (по мере возможности) в рабочее множество новых фактов и, во-вторых, определение порядка просмотра и применения правил. Эта подсистема управляет процессом консультации, сохраняет для пользователя информацию о полученных заключениях, и запрашивает у него информацию, когда для

срабатывания очередного правила в рабочем множестве оказывается недостаточно данных.

– Диалоговый процессор – состоит из ряда вопросов с вариантами ответа.

Экспертная система была построена на основе модели «графа – дерева». Блок-схема алгоритма имеет 3 основных разветвления: диагностика ABS, ESP, диагностика тормозной системы. Диагностика начинается с визуального осмотра и анализа поведения автомобиля в ходе дорожных испытаний. В случае, если после этого дефект не выявлен, система запрашивает данные показаний измерительных приборов без разборки. При необходимости дальнейшей диагностики производится снятие показаний измерительных приборов с разборкой узлов и агрегатов и делается окончательное заключение о неисправности. В результате прохождения всего теста идет программный анализ ответов пользователя и в конце тестирования высвечивается результат – искомый дефект.

Разработанная экспертная система предназначена для стандартного поста диагностики. Пост должен быть оснащен следующим оборудованием:

механическое:

- подъемник;
- универсальный набор инструмента;

диагностическое:

- автомобильный осциллограф;
- мультиметр;
- персональный компьютер.

Когда пользователь, в ходе диагностики достиг пункта «Диагностика ABS», экспертная система переходит к алгоритму проверки ABS. Методика тестирования заключается в выявлении дефектов гидравлического блока, электрических цепей, а также датчиков системы. Для этого автомобиль устанавливается на ролико-

вый стенд одним мостом. К выводам на датчики скорости блока управления ABS, а также к датчику скорости автомобиля подключается генератор сигнала колесного датчика. Задается минимальная скорость вращения роликов, достаточная для снятия тормозной характеристики на стенде. Задается значение скорости на генераторе сигналов датчиков, необходимое для работы ABS. После чего, водитель нажимает на педаль тормоза. В это время, генератор сигналов датчиков скорости эмулирует процесс блокировки контролируемых колес. Далее операция повторяется с другой осью. В результате пользователь получает график изменения тормозных усилий, которые сравниваются с графиками для правого и левого колес, а также эталонной кривой, полученной для кондиционной системы. При возникновении различий, система информирует о возможных причинах расхождения и предполагаемых дефектах.

Если в ходе диагностики пользователь доходит до пункта «Диагностика блока ESP»,

экспертная система переходит к программе для проверки блока ESP.

Методика тестирования заключается в выявлении дефектов гидравлического блока и клапанов посредством присоединения разработанного диагностического модуля. Таким образом, дефекты (неисправности) гидравлического блока отделяются от неисправностей ЭБУ. Возможна диагностика как на автомобиле, так и на стенде, на котором возможно проведение детальной диагностики [3–17]. С гидравлического блока снимается крышка с электронным блоком управления и соленоидами клапанов, а на ее место устанавливается диагностическая крышка, через которую с ЭБУ осуществляется управление клапанами и гидронасосом (рис. 2).

После этого программный продукт предоставляет пользователю полученные данные для сравнения с нормативными. Если есть различия, система представляет характеристики основных дефектов блока ESP для уточнения неисправности.



а



б



в

Рис. 2. Диагностический модуль:
а – установленный на блок; б – устройство коммутации сигналов; в – общий вид

Разделение алгоритма диагностики на три части необходима. Система ESP, в отличие от

ABS, имеет гораздо больше контролируемых параметров, датчиков, алгоритм ее диагностики

отличается от алгоритма диагностики ABS, как было описано выше. Многие современные автомобили, в зависимости от комплектации могут иметь на борту ABS, ABS+ESP, а могут и вовсе не иметь электронных помощников. Таким образом, одна и та же модель, будет нуждаться в различных устройствах и методах, необходимых для диагностики. Диагностический комплекс в данном случае универсален. То есть предприятие, обслуживающее автомобили с ABS, может не использовать пакет для более сложной диагностики ESP.

Данный программный продукт предназначен для поста диагностики. В настоящее время, при возникновении затруднений работника сервиса в ходе диагностики, он вынужден обращаться к техническому консультанту. Время диагностики увеличивается т. к. мастеру необходимо объяснить проблему, и если специалист не может с ходу решить сложность, приходится использовать специальную литературу.

При использовании экспертной системы рабочий обращается к базе знаний программного продукта и пошагово диагностирует систему. Также слесарь может использовать пособие по диагностике, встроенное в экспертную систему, где подробно указана методика диагностики, необходимый инструмент и места расположения узлов, агрегатов и разъемов. Это позволит сократить время диагностики.

Разработанная экспертная система позволяет диагностировать помимо систем ABS и ESP, тормозную систему автомобиля, имеет универсальность, увеличивает точность и скорость диагностики, а так же не требует специальных знаний от пользователя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дворянкин, А. М. Искусственный интеллект. Базы знаний и экспертные системы : учеб. пособие / А. М. Дворянкин [и др.]. – Волгоград, 2002. – 140 с.
2. Ревин, А. А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения: монография / А. А. Ревин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2002. – 372 с.
3. 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.
4. Дыгало, В. Г. Технологии испытания систем активной безопасности автотранспортных средств : монография / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин. – М. : Машиностроение, 2012. – 387 с.
5. Дыгало, В. Г. Виртуально-физическая технология моделирования в цикле проектирования автоматизирован-

ных тормозных систем многоцелевых колесных машин / В. Г. Дыгало // Вестник Академии военных наук. – 2011. – № 2 (спецвыпуск). – С. 122–125.

6. Дыгало, В. Г. Виртуально-физическая технология моделирования систем активной безопасности / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Труды Нижегородского гос. техн. ун-та им. Р. Е. Алексеева. – 2011. – № 3. – С. 146–155.

7. Ревин, А. А. Виртуальные испытания в цикле проектирования автоматизированных тормозных систем / А. А. Ревин, В. Г. Дыгало // Наука – производству. – 2005. – № 1. – С. 43–47.

8. Исследование свойств активной безопасности транспортных средств методом имитационного моделирования / А. В. Тумасов, А. М. Грошев, С. Ю. Костин, М. И. Санин, Ю. П. Трусов, В. Г. Дыгало // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. – № 2. – С. 34–37.

9. 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.

10. 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.

11. 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.

12. Стенд для комплексных лабораторных испытаний ЭГТС / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин, А. Сорниотти, М. Веллардокиа // Автомобильная промышленность. – 2006. – №3. – С. 34–36.

13. Дыгало, В. Г. Виртуально-физическая технология моделирования в V-цикле при проектировании систем активной безопасности / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы» ; вып. 5). – С. 35–38.

14. Дыгало, В. Г. Виртуально-физическая технология моделирования в цикле проектирования автоматизированных тормозных систем / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 8 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2007. – (Серия «Наземные транспортные системы» ; вып. 2). – С. 13–15.

15. Дыгало, В. Г. Разработка алгоритма управления двухпозиционными клапанами для электрогидравлической тормозной системы методами виртуально-физической технологии моделирования / В. Г. Дыгало // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – (Серия «Наземные транспортные системы» ; вып. 3). – С. 37–40.

16. Дыгало, В. Г. Разработка устройства имитации сигналов колесных датчиков системы активной безопасности / В. Г. Дыгало // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы» ; вып. 5). – С. 32–35.

17. Дыгало, В. Г. Средства виртуальных испытаний автоматизированных тормозных систем / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. статей № 3 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2004. – (Серия «Транспортные наземные системы» ; вып. 1). – С. 67–73.

УДК 629.3.01

*М. Г. Радченко, А. А. Ревин, М. В. Полуэктов***ВЛИЯНИЕ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ АБС НА УПРУГИЕ СВОЙСТВА
УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ МАНЖЕТ ГЛАВНОГО ТОРМОЗНОГО
ЦИЛИНДРА АВТОМОБИЛЯ****Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: mr.rmg@mail.ru)

Проведена серия испытаний главных тормозных цилиндров (ГТЦ) автомобилей. Выявлены элементы ГТЦ, лимитирующие его ресурс при работе АБС. Получены упругие характеристики уплотнительных манжет главных тормозных цилиндров. Установлено изменение свойств манжет, вызванное функционированием АБС.

Ключевые слова: автомобиль, автоматизированная тормозная система, испытания, ресурс, главный тормозной цилиндр.

A series of tests of the automobile master brake cylinders (MBC) is carried out. The MBC elements limiting its resource during the work of ABS are revealed. Elastic characteristics of sealing cuffs of the master brake cylinders are received. Change of the sealing cuffs properties that caused by the ABS functioning is established.

Keywords: automobile, automated braking system, tests, resource, master brake cylinder.

Тормозная система автомобиля играет первостепенную роль в обеспечении его активной безопасности, которая существенно повышается за счет применения таких систем как *ABS*, *EBD*, *ESP*, *Brake Assist* и др. При этом главный тормозной цилиндр (ГТЦ) является одним из основных элементов, качество и состояние которого, в конечном итоге, определяет возможность реализации всего потенциала автоматизированных тормозных систем транспортного средства [1, 2].

Результаты аналитического исследования режимов работы ГТЦ автомобилей, оснащенных АБС, а также анализ существующих средств и методов испытаний тормозных цилиндров, подтвердили необходимость проведения экспериментального исследования и создания для этой цели специального стенда [3, 4].

На созданном оригинальном стенде [5, 6] была проведена серия испытаний главных тормозных цилиндров. В соответствии с разработанной методикой испытаний ГТЦ [7], одним из основных оценочных параметров его технического состояния является возможность создания и удержания в необходимом диапазоне давления в гидравлическом тормозном приводе. В ходе проведения испытаний было выявлено, что эффективное функционирование главного тормозного цилиндра, в значительной степени, определяется состоянием его уплотнительных манжет.

Оценка упругих свойств уплотнительных манжет ГТЦ до и после испытаний производилась при помощи испытательной машины *Nano Plug-n-Play*¹, общий вид которой представлен на рис. 1.

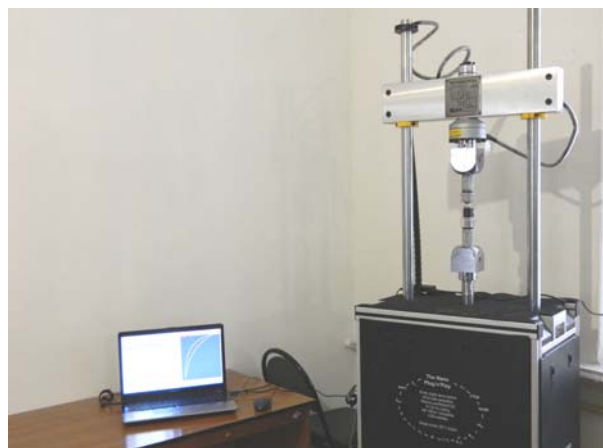


Рис. 1. Общий вид испытательной машины Nano Plug-n-Play

Замеры производились при наличии ограничения (уплотнительная манжета располагалась внутри тормозного цилиндра, давление со стороны испытательной машины на манжету осуществлялось при помощи поршней).

Для проведения экспериментов на данной испытательной машине использовалась программа *Test Builder*, в которой была составлена специальная методика, позволяющая обеспечивать необходимые усилия на поршне и скорости нагружения (рис. 2).

Примеры полученных упругих характеристик уплотнительных манжет главного тормозного цилиндра приведены на рис. 3.

Сравнительный анализ полученных результатов показывает, что величины деформаций новых манжет, манжет, выработавших ресурс на автомобиле без АБС, и манжет после испытаний на лабораторном стенде при одинаковых усилиях различаются. Несмотря на то, что при нагружении характеристики новых манжет и манжет после испытаний со стенда почти совпадают (особенно при малых нагрузках), снятие нагруз-

¹ Авторы выражают благодарность кафедре «Сопротивление материалов» ВолгГТУ за предоставленное испытательное оборудование.

ки происходит для них совершенно по-разному. При этом во всех рассмотренных случаях наблюдалось явление гистерезиса, величина кото-

рого также не остается постоянной для различных манжет. Сопоставление изменения названных параметров представлено в табл. 1, 2.

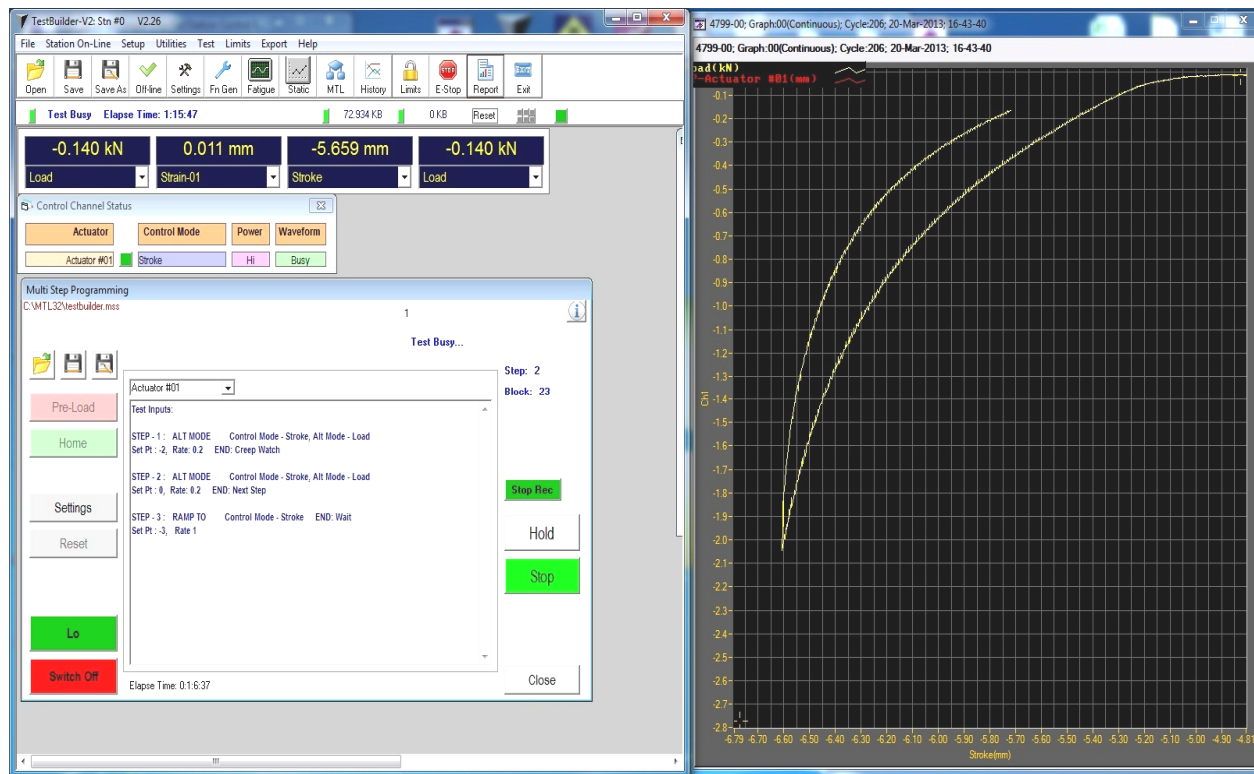
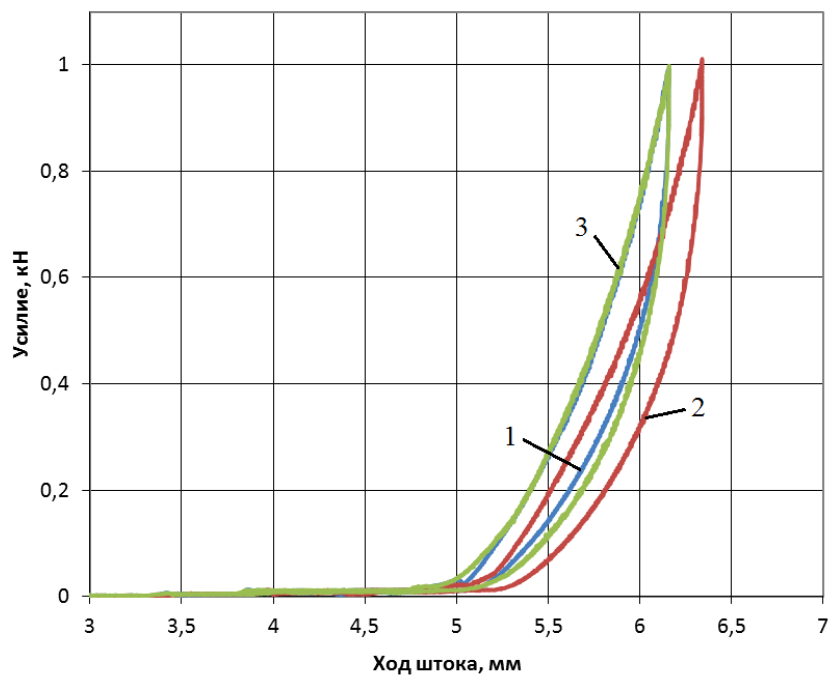


Рис. 2. Программный комплекс для снятия упругих характеристик уплотнительных манжет



1 - новая манжета 2 - изношенная манжета (без АБС) 3 - манжета со стенда

Рис. 3. Упругие характеристики уплотнительных манжет ГТЦ при максимальном усилии на поршне 1 кН

Таблица 1

Анализ деформации уплотнительных манжет

Усилие на поршне, кН	Уплотнительная манжета					
	новая		выработавшая ресурс на автомобиле без АБС		после испытаний на лабораторном стенде	
	деформация, мм	относительная деформация, %	деформация, мм	относительная деформация, %	деформация, мм	относительная деформация, %
0,5	1,97	48,28	1,98	49,50	1,98	49,13
1,0	2,31	56,62	2,39	59,75	2,32	57,57
1,5	2,51	61,52	2,59	64,75	2,56	63,52
2,0	2,65	64,95	2,71	67,75	2,7	67,00
2,2	2,69	65,93	2,75	68,75	2,75	68,24
2,5	2,75	67,40	2,8	70,00	2,79	69,23
2,8	2,8	68,63	2,86	71,50	2,82	69,98

Таблица 2

Анализ величины гистерезиса упругих характеристик манжет

Усилие на поршне, кН	Относительная площадь петли гистерезиса упругой характеристики уплотнительной манжеты, %		
	новой	выработавшей ресурс на автомобиле без АБС	после испытаний на лабораторном стенде
0,5	100	130,4	136,8
1,0	100	126,7	125,6
1,5	100	125,4	125,1
2,0	100	125,9	124,2
2,2	100	130,9	125,6
2,5	100	124,2	114,6
2,8	100	130,6	116,5

Из табл. 1 видно, что величины деформаций новых манжет и манжет после испытаний на лабораторном стенде при одинаковых усилиях на поршне достаточно близки. Для манжет, выработавших ресурс на реальном автомобиле без АБС при тех же условиях испытаний деформация больше.

В отличие от соотношений величин деформации уплотнительных манжет, гистерезис в большей степени проявляется для манжет, выработавших ресурс, как в реальных условиях на автомобилях без АБС, так и на лабораторном стенде. Увеличение прикладываемого к поршню усилия для манжет, снятых с автомобиля, незначительно влияет на гистерезис. Для манжет, прошедших испытание на стенде, изменение более значительно. Максимальный гистерезис характерен для области низких и средних давлений. Как показывает практика, именно этот диапазон соответствует наиболее частому срабатыванию АБС в реальных условиях эксплуатации автомобиля. Следовательно, в результате функционирования антиблокировоч-

ной системы происходят изменения физико-химических свойств материала уплотнительных манжет ГТЦ. Это нарушает быстроедействие главного тормозного цилиндра [8], приводит к внезапному преждевременному выходу из строя и негативно сказывается на корректном воспроизведении алгоритма работы АБС в процессе эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ревин, А. А. АБС и ресурс элементов тормозной системы / А. А. Ревин, М. В. Полуэктов, М. Г. Радченко // Автомобильная промышленность. – 2009. – № 10. – С. 39–40.
2. Полуэктов, М. В. Общая оценка долговечности элементов автоматизированных тормозных систем автомобилей / М. В. Полуэктов, М. Г. Радченко // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 12 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – (Серия «Наземные транспортные системы» ; вып. 4). – С. 113–115.
3. Радченко, М. Г. Brake cylinders resource investigation of an automobile with ABS / М. Г. Радченко, М. В. Полуэктов, А. А. Ревин // XXIX Seminarium Kol Naukowyh «Mechanikow», Warszawa, 22–23 kwietnia 2010 r. : referaty / Wojskowa Akademia Techniczna. – Warszawa, 2010. – S. 425–428. – Англ.

4. Радченко, М. Г. Анализ условий работы тормозных цилиндров и параметров их испытаний / М. Г. Радченко, М. В. Полуэктов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы»; Вып. 5). – С. 88–90.

5. Пат. 88324 РФ, МПК В 60 Т 17/22. Стенд для испытания деталей гидравлического тормозного привода / М. В. Полуэктов, М. Г. Радченко, А. А. Ревин; ВолгГТУ. – 2009. Заявка 2009123033/22, 16.06.2009, опубликовано 10.11.2009. Бюл. № 31.

6. Пат. 108744 РФ, МПК В 60 Т 17/22. Стенд для испытания деталей гидравлического тормозного привода / М. Г. Радченко, М. В. Полуэктов, А. А. Ревин; ВолгГТУ. –

2011. Заявка 2011122063/11, 31.05.2011, опубликовано 27.09.2011. Бюл. № 27.

7. Радченко, М. Г. Особенности ресурсных испытаний элементов гидравлического тормозного привода автомобилей с АБС / М. Г. Радченко, М. В. Полуэктов, А. А. Ревин // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. / Харьковский нац. автомобильно-дорожный ун-т. – 2011. – Вып. 29. – С. 90–93.

8. Полуэктов, М. В. Оценка работы главного тормозного цилиндра в условиях функционирования АБС / М. В. Полуэктов, М. Г. Радченко // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 3). – С. 180–182.

УДК 629.113-59

А. А. Ревин

КОНЦЕПЦИЯ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ С АБС В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: revin@vstu.ru)

Рассмотрены возможности диагностирования технического состояния тормозной системы автомобиля с АБС в процессе эксплуатации. Представлена концепция совместного использования бортовых средств и стендов для диагностирования.

Ключевые слова: автомобиль, антиблокировочная система (АБС), диагностика, стенд.

Possibilities of diagnosing of a technical condition of brake system of the car with ABS while in service are considered. The concept of sharing of onboard means and stands for diagnosing is presented.

Keywords: the car, antiblocking system (ABS), diagnostics, the stand.

Активная безопасность автомобиля определяется не только его технической оснащённостью, но и исправностью технического состояния ее элементов в процессе эксплуатации. При этом очевидно, что от эффективной работы тормозной системы автомобиля зависит многое. Оснащение автомобилей антиблокировочными системами (АБС) превысило 80 % для выпускаемых в Европе легковых автомобилей. Однако, с представлениями о контроле технического состояния тормозной системы автомобиля с АБС еще многое неясно. Попытаемся разобраться в существующей проблеме.

Прежде всего – это отсутствие традиционных для водителя признаков исправности тормозной системы. При торможении юзом этими признаками часто являются следы, оставляемые на поверхности асфальта заторможенными колесами, которые свидетельствуют, во-первых, об эффективности функционирования тормозного привода (тормозной момент на колесах превысил (или нет) максимально возможный в данных условиях тормозной момент по сцеплению). Величина последнего находится по известной зависимости

$$M_{\max} = R_z \varphi_{\max} r_d, \quad (1)$$

где R_z – нормальная нагрузка на колесе; r_d – динамический радиус колеса; $\varphi_{\max}$ – максимальная величина коэффициента сцепления при оптимальном проскальзывании.

Во-вторых, по оставленным следам юза можно судить о неравномерности действия тормозных механизмов (н.д.т.м.). Существенное расхождение следов является побудительным мотивом для ТО тормозов или направления автомобиля на стендовую диагностику.

При наличии АБС в тормозной системе автомобиля отсутствие следов юза на поверхности дороги расценивается двояко. Это может свидетельствовать об эффективной работе АБС или о недостаточной эффективности функционирования элементов тормозного привода и его неспособности в принципе обеспечить величину максимального момента по сцеплению, что способствует затормаживанию колеса в докритической по проскальзыванию области $\varphi(S)$ -диаграммы.

Но и в первом случае не все так однозначно. Дело в том, что при функционировании АБС оценить степень использования максимального коэффициента сцепления и его соответствие требованиям нормативов водителю по своим

ощущениям практически не представляется возможным.

Известно, что контроль технического состояния при эксплуатации автомобиля проводится периодически при очередном ТО через определенный пробег или раз в год. Вместе с тем, отказ элементов тормозной системы автомобиля и особенно АБС влечет за собой тяжелые последствия. Так, по данным дорожной полиции стран Европы внезапный отказ АБС вызывал более тяжелые последствия ДТП, чем при торможении юзом.

Производители АБС оснащают системой самоконтроля, которая осуществляет проверку исправности электрических цепей и уровня сигнала. Так, обрыв цепи питания модулятора или датчика немедленно приведет к отключению АБС и подаче предупреждающего сигнала водителю. При этом очевидно, что данная система не исчерпывает возможные неисправности ее элементов. Помимо вышеперечисленных можно добавить, например, такие как изменение сечения каналов модулятора вследствие их засорения, задержка при срабатывании клапанов, угловая податливость статора датчика АБС, ослабление стягивающих тормозные колодки пружин и т. п. При этом система самодиагностики АБС сигнала о неисправности не подает.

Сказанное выше диктует острую необходимость совершенствования бортовых средств диагностики технического состояния элементов тормозной системы, способных в межконтрольный период эксплуатации получить, хотя бы в первом приближении, объективную информацию для водителя о состоянии тормозной системы в целом и качестве осуществляемого рабочего процесса. На данном этапе диагностирование должно осуществляться в первую очередь по параметрам эффективности и давать общую «интегральную» оценку, тем самым, восполняя для водителя отсутствие объективных визуальных критериев следов юза. Следовательно, в основу таких бортовых средств диагностики должна быть положена тормозная динамичность на базе реализованного замедления.

Дальнейшее развитие средств бортовой диагностики просматривается в создании интеллектуальных систем, построенных на основе разработанных структурно-следственных схем. На рисунке представлен пример структурно-следственной схемы, разработанный для пневматического привода тормозов с АБС. Такой подход позволит выйти на коды предполагаемых неисправностей или отказа элементов системы. Вместе с тем, необходимо помнить, что в реальных условиях эксплуатации процесс тор-



Структурно-следственная схема для диагностирования элементов АБС автомобиля с пневматической тормозной системой

можения протекает при существенной вариации характеристик внешних условий, в частности, флуктуации коэффициента сцепления как в продольном, так и в поперечном направлениях, что не может не сказаться на точности диагноза.

Последнее обстоятельство обуславливает необходимость проведения контроля технического состояния элементов тормозной системы при фиксированных и воспроизводимых внешних условиях, что достигается при стендовой диагностике.

Существующие стенды, на которых возможно диагностирование автомобиля с АБС можно разделить на две большие группы: роликовые силовые и барабанные инерционные. Стенды площадочного типа опускаем из рассмотрения из-за необходимости обеспечения сравнительно высоких скоростей движения. В стендах первой группы обеспечивается максимально возможное сцепление шины с поверхностью ролика за счет нанесения на нее продольного рифления. Основной задачей при этом является проверка эффективности функционирования тормозных механизмов и системы в целом на основе оценки реализованных тормозных моментов.

Поэтому проверка тормозной системы автомобиля с АБС на таких стендах возможна лишь при введении дополнительных устройств (часто управляемых от ЭВМ), позволяющих обеспечить изменение проскальзывания колеса относительно ролика или последнего относительно привода.

При оценке качества функционирования АБС в лабораторных условиях важным обстоятельством является максимально возможное воссоздание реальных условий взаимодействия шины с поверхностью дороги. Последнее достигается, с одной стороны, путем адекватного реальному процессу распределения нормальных нагрузок в пятне контакта и, с другой – воссоздание коэффициента сцепления. Первое условие обуславливает как минимум полторократное соотношение диаметров бегового барабана и колеса автомобиля, а второе – введение системы очистки барабана в пятне контакта от продуктов износа шин (например с помощью внесения в пятно контакта порошка каолина, как это реализовано на стенде для испытания износа шин на Волжском шинном заводе), а также внесения жидкости для имитации мокрой поверхности на цементных секторах барабана и т. п.

Все сказанное выше существенно усложняет конструкцию и увеличивает габариты стен-

да, переводя его в разряд исследовательских, что исключает массовое применение на СТОА и в АТП.

Получивший широкое распространение роликовый силовой тормозной стенд имеет ролики с нанесенным для обеспечения максимального сцепления с шиной продольным рифлением. Практически это исключает возможность близкого к реальному какого-либо воспроизведения дорожных условий сцепления шины. Однако в силовом стенде эта необходимость не требуется, поскольку основной задачей является оценка максимально возможной реализации тормозных моментов на колесах, а также различия тормозных сил на предмет их соответствия допустимым по требованию нормативов значениям. В связи с относительной компактностью и сравнительно низкой стоимостью данный тип стендов получил наибольшее распространение на СТОА и в АТП.

На первый взгляд подобная конструкция не позволяет осуществлять диагностирование тормозной системы автомобиля с АБС. Однако, выходом из сложившейся ситуации может явиться диагностирование с применением специального задатчика режимов, который имитирует сигналы датчика угловой скорости колеса или команд, подаваемых логическим блоком на модулятор АБС. При имитации сигналов датчика угловой скорости колеса на вход логического блока АБС подается синусоидальный сигнал переменной частоты с генератора. При определенном значении частоты логический блок АБС должен формировать сигнал управления на модулятор для растормаживания колеса, что отражается на осциллограмме стенда.

При проверке модулятора на его входы (соленоиды) подается тестовый управляющий сигнал «затормаживание – отсечка – растормаживание – отсечка», что отразится на величине реализованного тормозного момента. Как в первом, так и во втором случаях при полностью обжатой водителем педали тормоза и вращающихся роликах стенда на полученной осциллограмме можно проследить величину запаздывания срабатывания клапанов и темпы изменения тормозных моментов при затормаживании и растормаживании.

Из сказанного выше можно сделать следующие выводы:

– с учетом особенностей функционирования тормозной системы автомобиля с АБС диагностирование должно производиться комплексно:

как средствами бортовой диагностики в межконтрольный период, так и на снабженных датчиком режимов силовых роликовых стендах при ГТО;

– применение АБС требует дальнейшее развитие бортовых средств диагностирования на основе разработки новых методов диагностирования с использованием многоуровневых структурно-следственных схем, в первую очередь по параметрам эффективности;

– углубленную поэлементную диагностику целесообразно проводить в стендовых условиях, с максимально возможным исключением влияющих на процесс случайных факторов. Для широкого внедрения процесса диагностирования в практику ТО автомобилей с АБС целесообразно использовать широко распространенное апробированное стендовое оборудование отечественного производства со сравнительно небольшой стоимостью и габаритными размерами, например, силовые роликовые

стенды ГАРО, при соответствующей их доработке [2].

– доработку силовых роликовых стендов целесообразно вести в направлении создания специальных задатчиков режимов, позволяющих при использовании стандартного оборудования стенда оценить время запаздывания срабатывания модулятора, темпы изменения тормозных моментов, пороги настройки логического блока АБС и т. п.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ревин, А. А. Диагностирование пневматической тормозной системы автомобиля с АБС по параметрам рабочего процесса / А. А. Ревин, В. В. Котов, В. В. Еронтаев // Известия вузов. – Машиностроение. – 2007. – № 7. – С. 26–31.
2. Ревин, А. А. Методология контроля технического состояния тормозной системы автомобиля с АБС / А. А. Ревин, И. С. Жуков // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2(89) / ВолгГТУ. – Волгоград, 212. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 5). – С. 90–93.

УДК 62-25

Е. И. Тескер, В. Ю. Тараненко

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН ОТКАЗОВ И РАЗРАБОТКА КРИТЕРИЕВ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСМИССИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Волгоградский государственный технический университет

(agromash-vlg@rambler.ru)

Представлены результаты комплексных исследований, на базе которых разработана методология определения научно обоснованных критериев оценки предельных состояний высоконагруженных поверхностно-упрочненных зубчатых передач трансмиссий и приводов, основанная на результатах теоретических и экспериментальных исследований их несущей способности.

Ключевые слова: исследования, зубчатые передачи, выкрашивание, повреждения зубьев.

The results of comprehensive research on the basis of which the methodology of determining the scientific criteria for the ultimate state of highly surface-hardened gear transmissions and drive, based on the results of theoretical and experimental studies of their carrying capacity.

Keywords: study, gears, spalling, damage teeth.

Общими характеристиками состояния активной поверхности (рис. 1) зуба шестерни (колеса) являются:

– степень выкрашивания G_s (%) т. е. отношение суммарной площади ямок выкрашивания, расположенных в пределах рассматриваемого участка активной поверхности зуба, к его номинальной площади;

– степень выкрашивания по глубине G_h т. е. отношение максимальной глубины ямки выкрашивания к ширине площадки контакта, определяемой при максимальном контактом напряжении;

– степень искажения профиля G_f отношение наибольшей погрешности профиля по эвольвенте, определяемой при измерении циклической погрешности $f_{z\text{zor}}$ к номинальной длине эвольвенты активной поверхности;

– степень распространения выкрашивания S , т. е. отношение максимальной длины повреждения к номинальной длине участка (для оценки развития выкрашивания по высоте профиля – G_H и вдоль линии зуба – G_b);

– динамика выкрашивания, определяемая как разность характеристик степени выкрашивания, отнесенная к разности соответствующих

значений числа циклов перемены контактных напряжений.

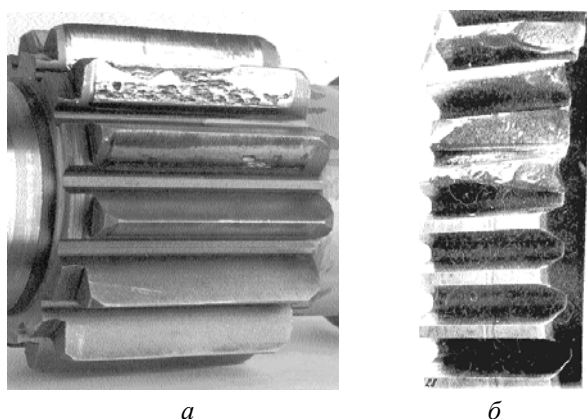


Рис. 1. Повреждения высоконагруженных зубчатых колес при эксплуатации:
а – питтинг и разрушение поверхности зубьев; б – усталостный излом зубьев

Периоды развития выкрашивания (рис. 2) характеризуются следующими процессами:

- зарождение и развитие усталостных трещин ($0 < N_H < N_{HS0}$);
- начальное приработочное выкрашивание ($K_{S1} > 0$), в течение которого появляются первые отдельные очаги повреждения ($N_{HS0} < N_H < N_{HS1}$);
- интенсивное приработочное выкрашивание ($K_{S2} > K_{S1}$), в течение которого скорость изменения степени выкрашивания резко возрастает ($N_{HS1} < N_H < N_{HS2}$);
- установившееся прогрессирующее выкрашивание ($K_{S3} < K_{S2}$), в течение которого наблюдается устойчивый рост степени выкрашивания с небольшой динамикой развития разрушений ($N_{HS2} < N_H < N_{HS3}$);
- прогрессирующее выкрашивание ($N_H > N_{HS3}$), в течение которого происходит рост степени выкрашивания с большой динамикой развития разрушений ($K_{S4} > K_{S3}$).

На отдельных участках активной поверхности может наблюдаться непрогрессирующее выкрашивание ($N_{HS2} < N_H < N_{HS3}$), при котором степень выкрашивания постоянна или уменьшается (штриховая линия на рис. 2 – $K_{S3} < 0$).

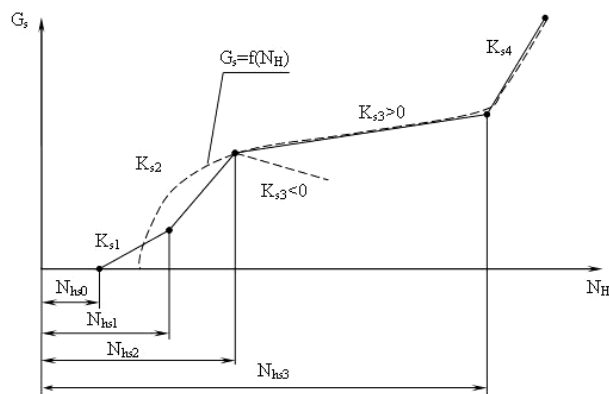


Рис. 2. Зависимость степени выкрашивания от числа циклов нагружения:

K_S – коэффициент интенсивности развития выкрашивания; N_H – среднее значение числа циклов перемены напряжений; N_{HS0} , N_{HS1} , N_{HS2} , N_{HS3} – число циклов, соответствующих различным стадиям выкрашивания

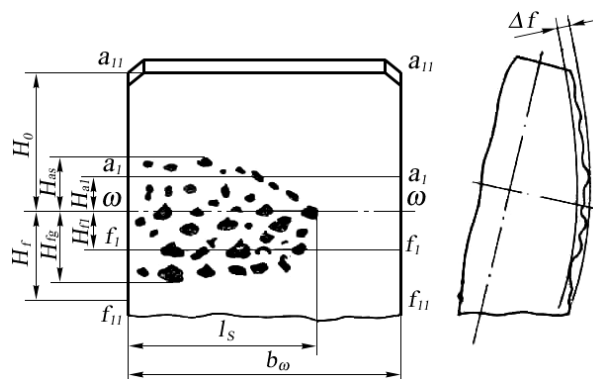


Рис. 3. Схема повреждения зубьев

Все характеристики состояния участков активных поверхностей зубьев, приведенные в табл. 1, определяются по схеме, приведенной на рис. 3. Расчетные формулы для вычисления характеристик и указания по их применению приведены в табл. 2.

Таблица 1

Параметры и характеристики состояния поверхностей зубьев при эксплуатации

Обозначения	Наименования параметров
A_a	Номинальная площадь активной поверхности головки зуба, мм ²
A_f	Номинальная площадь активной поверхности ножки зуба, мм ²
A_{ph}	Номинальная площадь активной поверхности зуба, мм ²
b_n	Полуширина площадки контакта, мм
G_{Gb}	Постоянная наклонного участка кривой контактной усталости, полученной по степени выкрашивания наиболее нагруженного участка площадки контакта
G_G	Постоянная наклонного участка кривой контактной усталости, полученной по степени выкрашивания зуба

Окончание табл. 1

Обозначения	Наименования параметров
G_{Gbl}	Постоянная наклонного участка кривой контактной усталости, полученной при условной степени выкрашивания наиболее нагруженной площадки контакта G_{sb} -1
G_H	Постоянная наклонного участка кривой контактной усталости материала
d_x	Диаметр характерных ямок выкрашивания, мм
D_N	Дисперсия числа циклов перемены напряжений
D_S	Дисперсия степени выкрашивания элементарных участков активной поверхности зуба
$I_{z\sigma\sigma}$	Наибольшая погрешность профиля, определяемая при измерении циклической погрешности, мкм

Таблица 2

Характеристики повреждения зубьев и расчетные формулы для их определения

Наименование характеристик	Расчетные формулы	Указания по применению
Степень повреждения площадки контакта зубьев (S_1 , S_2 – площади выкрашивания площадки контакта шестерни и колеса соответственно, мм ² ; l – длина контактной линии, мм)	$G_{sb} = \frac{\sqrt{S_1^2 + S_2^2}}{2b_H l}$	В качестве критерия работоспособности пары зубчатых колес
Степень повреждения участка активной поверхности зуба шестерни или колеса, ограниченного линиями зуба: $f_{11} - f_1$ на ножке (S_f – площадь выкрашивания участка активной поверхности ножки зуба): $f_1 - \omega$ $f_{11} - \omega$	$G_{s_{f11}} = \frac{S_{f11}}{A_{f11}}$ $G_{s_{f1}} = \frac{S_{f1}}{A_{f1}}$ $G_{s_f} = \frac{S_f}{A_f}$	Для оценки состояния активных поверхностей зубьев передачи при эксплуатации и лабораторных исследованиях косозубых и шевронных передач то же для прямозубых передач то же
Степень повреждения наиболее площадки контакта	$G_{sx} = \frac{d_x}{l} \cdot n_x$	В качестве критерия работоспособности пары зубчатых колес
Степень выкрашивания	$G_{sh} = \frac{h}{2b_{11\max}}$	В качестве критерия для выбраковки зубчатых колес, подвергнутых цементации или азотированию
Степень распространения повреждений: вдоль площадки контакта на ножке зуба шестерни или колеса на головке зуба шестерни или колеса	$G_l = \frac{l_s}{l}$ $G_{Hf} = \frac{H_{sf}}{H_f}$ $G_{Ha} = \frac{H_{sa}}{H_a}$	Для оценки влияния качества изготовления и сборки передач и выбраковки зубчатых колес при эксплуатации и лабораторных исследованиях. В расчетных формулах для определения допустимых значений характеристик степени повреждения и прогнозирования остаточного ресурса
Степень искажения профиля зуба шестерни или колеса	$G_F = \frac{Df}{H_{ph}}$	Для выбраковки зубчатых колес при эксплуатации и лабораторных исследованиях

Прогрессирующее выкрашивание характеризуется непрерывным увеличением степени повреждения активных поверхностей, уменьшением фактической длины контактных площадок и значительным увеличением нагрузки на сохранившиеся участки поверхности. Поэтому такое выкрашивание является недопустимым.

Для реальных зубчатых передач недопустимое повреждение определяется как повреждение активных поверхностей, при котором предельное состояние достигается в межремонтный период между двумя регламентными осмотрами.

Критериями работоспособного состояния зубчатого колеса является ограниченное вы-

крашивание участка рабочей поверхности зуба, относительной площадью не более 20 %, при условии, что максимальный размер единичного повреждения ограничен неравенствами (1 и 2):

$$h_{\max} \leq h_T; \quad \varepsilon_{\max} \leq \varepsilon_T; \quad \delta_{\max} \leq \delta_T, \quad (1)$$

где рекомендуемые значения h_T , ε_T и δ_T выбираются в зависимости от модуля зуба m ; $h_{\max}$ – ширина зоны выкрашивания; $\varepsilon_{\max}$, $\delta_{\max}$ – максимальные размеры единичных ямок выкрашивания.

$$A = \frac{S}{h_T \cdot l}, \quad (2)$$

где S – суммарная площадь выкрашивания; l – длина зуба.

Предельное состояние активных поверхностей зубьев при выбраковке зубчатых колес трансмиссий рекомендуется устанавливать по следующим критериям:

а) допустимой степени распространения выкрашивания вдоль линии зуба и допустимой степени выкрашивания наиболее разрушенной площадки контакта (для высоконагруженных передач);

б) допустимой степени искажения профиля зуба для передач повышенной точности, к которым предъявляются особые требования в отношении шума, отсутствия динамических нагрузок, циклической и кинематической погрешностей;

в) предельной степени выкрашивания или предельной глубине выкрашивания наиболее разрушенной площадки контакта (для тихоходных передач).

Допустимая степень выкрашивания наиболее поврежденной площадки контакта чаще всего определяется из опыта эксплуатации. При расчетах допустимой степени выкрашивания предполагается, что в результате выкрашивания контактные напряжения в центре площадки контакта достигают предела контактной выносливости (σ_{Hlimb}), соответствующего базовому числу циклов перемены напряжений. Расчетная зависимость имеет вид (3):

$$G_{spb} = 1 - K_{Lu} \left(\frac{\sigma_{Hp}}{\sigma_{Hlimb}} \right)^2. \quad (3)$$

где σ_{Hp} – допускаемое контактное напряжение; K_{Lu} – коэффициент концентрации напряжений.

Предельная степень выкрашивания наиболее разрушенной площадки контакта также определяется из опыта эксплуатации и ограничи-

вается величиной, определяемой по формуле (4) и соответствующей такому случаю, когда максимальные контактные напряжения в центре площадки контакта изношенного и разрушенного зуба достигают предельного контактного напряжения σ_{Hrmax}

$$G_{spb} = 1 - K_{Lu} \left(\frac{\sigma_{Hp}}{\sigma_{Hrmax}} \right)^2. \quad (4)$$

Допустимая степень распространения выкрашивания вдоль линии зуба G_b определяется из опыта эксплуатации передач. При отсутствии экспериментальных данных рекомендуется допустимую степень выкрашивания вдоль линии зуба ограничивать средней величиной пятна контакта по длине зуба. Для степеней точности по нормам контакта 6, 7, 8, 9, 10 значения G_b назначаются соответственно 0,7; 0,6; 0,5; 0,4; 0,3. Критериями оценки являются величина S , равная отношению площади разрушения зуба с наибольшими повреждениями к площади поверхности ножки зуба (выкрашивания на головках зубьев не наблюдалось), а также наибольшая глубина h_n ямок выкрашивания. При снижении рабочих напряжений или повышении физико-механических свойств материала глубина залегания зоны с минимальным запасом циклической прочности либо уменьшалась, либо там обеспечивался требуемый запас прочности. В этом случае наблюдаются только поверхностные разрушения с глубиной ямок питтинга 0,05–0,1 мм, что характеризуется малым углом наклона динамик выкрашивания к оси t (время испытаний).

Таким образом, при прогнозировании ресурса и оценке работоспособности зубчатых колес по результатам стендовых испытаний, а также в условиях эксплуатации, необходимо прежде всего установить вид контактного повреждения зубьев. Возникновение даже единичного выкрашивания свидетельствует о недостаточной способности упрочненного слоя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Айрапетов, Э. П. Состояние и перспективы развития методов расчета нагруженности и прочности передач зацеплением: методические материалы / Э. П. Айрапетов. – Ижевск: ИжГТУ, 2000. – 116 с.
2. Трубин, Г. К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес / Г. К. Трубин. – М.: Машгиз, 1962. – 400 с.
3. Петрусович, А. И. Контактная прочность деталей машин / А. И. Петрусович. – М.: Машиностроение, 1969. – 64 с.

В сборнике научных статей «Известия ВолгГТУ», серия «Наземные транспортные системы» публикуются статьи, которые содержат результаты теоретических и экспериментальных исследований, направленных на совершенствование наземных транспортных и тяговых систем и их элементов, а также на повышение эффективности транспортных операций.

Вопрос об опубликовании статьи или ее отклонении решает редакционная коллегия сборника, которая утверждается ректором университета, ее решение является окончательным. Редколлегия направляет представленный для издания материал на рецензирование.

Рукопись должна быть набрана и сверстана в текстовом редакторе Word и распечатана на лазерном принтере в режиме полной загрузки тонера. Формат бумаги А4 (210×297 мм).

Объем статьи – 5...7 страниц формата А4, включая рисунки, таблицы и библиографический список. Рекомендуется включать в сборник статьи с авторским коллективом не более 4-х человек с участием каждого автора в одной-двух статьях.

Текст статьи должен быть сохранен в формате Microsoft Word (в режиме совместимости с версией 2003) и представлен в РИО в виде распечатки и электронной версии. Формат бумаги А4(210×297 мм).

При наборе текста использовать следующие параметры:

- шрифт Таймс, размер 14; полуторный интервал; отступ первой строки 1,25 см, создание отступа пробелами или табуляцией не допускается;
- поля: верхнее – 2,0 см, нижнее – 3,0 см, левое – 2,5 см, правое – 2,5 см; для нумерации страниц использовать положение внизу страницы посередине, нумерацию текста начинать от титульного листа, расстояние от нижнего края бумажного листа до нижнего колонтитула – 2 см;
- автоматическая расстановка переносов, ширина зоны переноса 0,25 см с ограничением 3-х переносов подряд;
- выравнивание текста – по ширине печатного поля;
- таблицы располагаются по тексту статьи и должны иметь порядковый номер (если их больше одной) и название. Сокращение слов в таблицах не допускается.

Перед знаками препинания, в том числе внутри скобок, пробелы не допускаются; после них ставится один пробел. Разрядка слов пробелами не допускается.

Латинские буквы в тексте должны быть набраны курсивом, русские и греческие – прямым текстом (не курсивом).

Размерность величин должна приводиться в системе СИ.

В каждой статье должен быть библиографический список, содержащий не менее двух источников (рекомендуется 6...12 источников, причем не менее половины из них должны быть проиндексированы в базах данных РИНЦ (elibrary.ru) или SCOPUS (scopus.com)).

Библиографический список должен быть оформлен в соответствии с ГОСТ 7.1–2003.

Ссылки на номера источников в библиографическом списке приводятся в тексте статьи в квадратных скобках, подстрочные ссылки не допускаются. Ссылки на неопубликованные работы недопустимы.

Иностранные фамилии и термины в тексте статьи следует приводить в русском переводе, а в библиографическом списке на языке оригинала.

Статьи должны представлять сжатое четкое изложение результатов, полученных автором без повторов приводимых данных в тексте статьи, таблицах и рисунках. К статье должны быть приложены: сведения об авторах (полное имя, отчество, фамилия, ученая степень, звание, домашний адрес, номер телефона служебный, домашний, E-mail), документация, подтверждающая возможность ее открытого опубликования.

КОЛЕСНЫЕ И ГУСЕНИЧНЫЕ МАШИНЫ

УДК 629.114

В. М. Шарипов, М. И. Дмитриев, А. С. Зенин, И. А. Маланин

РАБОТА ФРИКЦИОННЫХ МУФТ В ТРАКТОРНЫХ КОРОБКАХ ПЕРЕДАЧ С НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ ВАЛОВ

Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

(e-mail: trak@mami.ru)

В работе приведена методика расчета работы и времени буксования фрикционной муфты при переключении передач без разрыва потока мощности для любых вариантов относительного расположения фрикционных муфт в тракторной коробке передач.

Ключевые слова: фрикционная муфта, работа буксования, переключение передач без разрыва потока мощности.

A method of calculating the work and slipping clutch time when changing gear without breaking the power flow for any variations in the tractor clutches relative positions in the transmission described.

Keywords: friction clutch, slippage work, shifting gears without breaking the power flow.

До настоящего времени процесс переключения передач с помощью фрикционных муфт (ФМ) в коробке передач (КП) изучен не достаточно полно. Поэтому при существующих теоретических наработках по переключению передач без разрыва потока мощности возникает необходимость схематизации самого процесса переключения для определения значений времени и работы буксования ФМ.

Процесс переключения передач с перекрытием с низшей передачи на высшую в КП с не-

подвижными осями валов рассмотрим на примере так называемого «элементарного узла» [1], который состоит из двух параллельных валов, соединенных между собой двумя зубчатыми передачами. Здесь передачи включаются и выключаются с помощью ФМ Φ_{K-1} и Φ_K , которые могут работать поочередно и совместно. При рассмотрении работы КП с переключением передач без разрыва потока мощности в ней можно выделить четыре возможных варианта элементарных узлов (рис. 1).

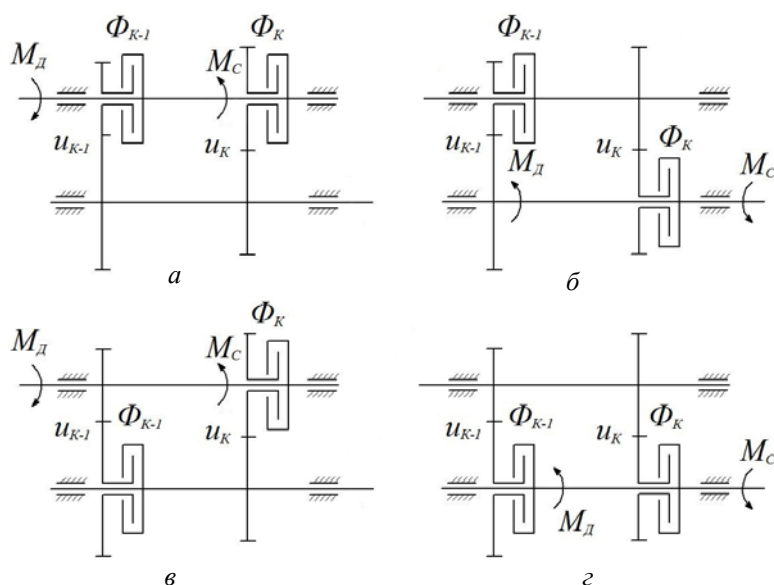


Рис. 1. Варианты элементарного узла КП с двумя ФМ

В результате, любую рассматриваемую сложную кинематическую схему КП можно разбить на несколько элементарных узлов, а затем анализировать работу каждого в интересующих режимах и условиях нагружения.

Когда обе ФМ установлены на ведущем валу КП (рис. 1, а) их параметры буксования при переключении передач без разрыва потока мощности для элементарного узла КП определены в работе [2].

В этом случае уравнения динамики для ведущих и ведомых частей включаемой ФМ Φ_K имеют вид (рис. 2):

$$M_d - M_T - M_{T-1} = J_d \frac{d\omega_d}{dt};$$

$$M_{T-1} \frac{u_{K-1}}{u_K} + M_T - M_c = J_n \frac{d\omega_n^*}{dt},$$

где M_T – момент трения включаемой ФМ Φ_K ; M_{T-1} – момент, передаваемый выключаемой ФМ Φ_{K-1} ; J_n – момент инерции МТА, приведенный к валу включаемой ФМ.

Аналогичные динамические модели МТА и на их основе уравнения динамики получены для других вариантов элементарного узла КП с двумя ФМ (рис. 1). Для исследования процесса разгона МТА и работы буксования ФМ в КП с различной степенью перекрытия передач использовалась диаграмма разгона МТА, приведенная в работе [2]. На основе этой диаграммы были получены зависимости для определения угловой скорости ведомого вала включаемой ФМ в КП в конце буксования, времени и работы ее буксования для всех возможных вариантов взаимного расположения ФМ в КП и времени разгона МТА на заданной передаче.

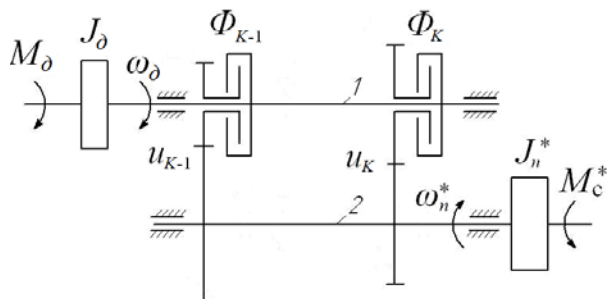


Рис. 2. Двухмассовая динамическая модель МТА с элементарным узлом КП:

1, 2 – ведущий и ведомый валы КП соответственно; Φ_{K-1} и Φ_K – ФМ соответственно $K-1$ и K передачи; M_d и ω_d – крутящий момент и угловая скорость вала двигателя, приведенные к валу включаемой ФМ; J_d – момент инерции двигателя и связанных с ним деталей, приведенный к валу включаемой ФМ; M_c^* и J_n^* – момент сопротивления движению и момент инерции МТА, приведенные к ведомому валу КП; ω_n^* – угловая скорость ведомого вала КП; u_{K-1} и u_K – передаточное число КП соответственно на $K-1$ и K передаче

Достоверность полученных расчетных зависимостей подтверждена экспериментально. При этом расхождение результатов расчетов с результатами экспериментальных исследований по величине работы буксования ФМ в КП с различной степенью перекрытия передач не превышало 10,9 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Львовский, К. Я. Исследование процессов переключения передач под нагрузкой в тракторных трансмиссиях: дис. ... канд. техн. наук / К. Я. Львовский. – М., 1970. – 276 с.
2. Dmitriev M., Sharipov V. Definition of Slippage Parameters of Friction Clutches in Gearboxes with Fixed Shaft Axles// Proceedings of FISITA 2012 World Automotive Congress, Volume 5: Advanced Transmission System and Driveline, Beijing, China, 2012. – P. 65–77.

УДК 629.113

К. И. Городецкий, В. М. Шарипов В. А. Безбородов

КОНЦЕПЦИЯ СОЗДАНИЯ ГУСЕНИЧНОГО СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА

Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

(e-mail: kg1101@yandex.ru)

В работе рассмотрена концепция создания гусеничного сельскохозяйственного трактора для регионов России.

Ключевые слова: сельскохозяйственный трактор, промышленный трактор, коробка передач, гусеница.

The paper considers the concept of a caterpillar farm tractor for the regions of Russia.

Keywords: farm tractor, industrial tractor, transmission, caterpillar.

Концепция создания гусеничного сельскохозяйственного трактора разрабатывалась в МАТИ еще в 80-х годах, суть которой заключа-

лась в применении треугольного гусеничного обвода для обеспечения смещения центра масс вперед от середины опорной поверхности гусе-

ниц подобно тому, как это было реализовано на ряде серийных моделей промышленных тракторов компании Caterpillar (США).

Испытания первого макетного образца трактора показали возможность существенного смещения вперед (до 200...300 мм) его центра масс. В дальнейшем при доработке конструкции ходовой системы трактора на опытном образце была реализована шестикатковая ходовая система с торсионной подвеской, опущенным на грунт задним направляющим колесом и резиноармированной гусеницей (РАГ) типа Bridge Stone (Япония). РАГ имела поперечные грунтозацепы и кинематическую связь с поднятой ведущей звездочкой, в отличие от РАГ типа Mobil Trac (США), передача, усилия к которой от ведущего колеса осуществлялось за счет трения.

Одновременно необходимо было создавать современную трансмиссию с достаточно большим (не менее 12) числом передач и бесступенчатым механизмом поворота.

За истекшие 20 лет накоплен большой материал, который позволяет несколько переосмыслить ряд важных вопросов разработки гусеничного сельскохозяйственного трактора. Особенно необходимо обратить внимание на появление различного рода регуляторов навесной системы. Вместе с тем, чтобы быть экономически оправданным серийное изготовление тракторов должно носить крупномасштабный массовый характер с учетом производства всех модификаций, комплектующих агрегатов и узлов.

Судя по объемам продаж в последние годы в РФ отечественных и зарубежных тракторов общего назначения, мощностью от 200 кВт и более, их общая годовая потребность не превышает 1000 штук. Если потребность мала, то целесообразно рассмотреть возможность глубокой унификации близких по мощности тракторов различных классов и назначений, допускающая при этом даже отдельные неоптимальные решения. Применение гусеничных тракторов в течение полевого сезона невелико. Это ранний весенний и осенний периоды. Поэтому не вполне оптимальные характеристики нового гусеничного трактора не смогут сыграть заметную роль в общем балансе затрат.

К примеру, в сельском хозяйстве США до 70–80 годов гусеничные тракторы практически не использовались. В основном применялись колесные тракторы широкой номенклатуры мощностей. В тех же регионах страны, где невозможно было обойтись без гусеничных тракто-

ров, получили применение сельскохозяйственные модификации промышленных серийных машин. Данные модификации с индексом в названии АГ имели самые необходимые узлы для агрегатирования с сельскохозяйственной техникой, в частности навесные системы с регуляторами для стыковки с ними, трансмиссии с большим набором скоростей и некоторые другие.

Некоторые агрегаты промышленных тракторов изымались из конструкций, например гидродинамические трансформаторы, землеройное оборудование и др.

Данная концепция просуществовала вплоть до появления в США тракторов с РАГ.

Кстати для американской тракторной техники характерно сосуществование в производстве и на рынке многообразия различных конструкций, в частности коробок передач (КП) разных типов: диапазонных с переключением передач на ходу; с полным переключением всех передач; бесступенчатых двухпоточных с объемными гидropередачами и других.

К сожалению, у нас такой подход в прошлом отсутствовал, а вместо него процветало копирование и масштабное тиражирование сложных и дорогих КП, например диапазонного типа на тракторах К-700, Т-150, Т-150К.

Возвращаясь к РАГ, следует отметить, что, несмотря на ряд очевидных достоинств, она обладает и некоторыми недостатками, а также рядом еще малоизученных свойств. К ее недостаткам следует отнести менее эффективные сцепные свойства, особенно на заснеженной дороге, по сравнению с металлической гусеницей. При этом не ясно поведение резины с применяемыми у нас наполнителями в условиях низких температур северных районов. Не ясны вопросы утилизации РАГ и пр.

Поэтому концепция разработки нового трактора должна быть направлена на применение как минимум двух унифицированных вариантов гусениц – металлической и РАГ, что вполне возможно.

Большое значение для формирования основных положений концепции имеет развитие в последние годы сельскохозяйственных машин, преимущественно плугов. Требования, предъявляемые современными плугами к тракторам, разноплановы – от простейших прицепных плугов до сложных требующих автоматических регуляторов.

Концептуальная ориентация сельскохозяйственного трактора, как модификации гусенич-

ных промышленных тракторов, может быть реализована на гамме машин Чебоксарского завода «Промтрактор». Содержание рассматриваемой концепции неизбежно окажет плодотворное влияние на экономические показатели основного производства самих промышленных тракторов, позитивно повлияет на их эксплуатацию, ремонт, обучение водителей и др.

Рассмотренным вопросам сопутствуют ряд других не менее важных, из которых целесообразно вычленить такие, как выбор схемы и конструкции КП, механизма бесступенчатого поворота и им подобных. Эти вопросы важны потому, что имеющаяся сегодня ориентация в частности на конструкцию КП компании John Deere при всех ее достоинствах не в полной степени учитывает некоторые ее принципиальные недостатки. В данном случае речь идет о чрезмерно больших относительных скоростях

вращения дисков в выключенных фрикционных муфтах и их большое количество, что приводит к снижению КПД КП.

Целесообразность применения РАГ и металлической гусеницы напрямую связана с конструкцией КП, так как в данных вариантах должна обеспечиваться разная максимальная транспортная скорость (до 40 км/ч при применении РАГ и до 15...18 км/ч при применении металлической гусеницы).

Особое внимание должно быть уделено конструкции навесной системы. Современные навесные системы с регуляторами могут оказывать влияние не только на глубину пахоты, но и на общую компоновку тракторов, исключая необходимость применения треугольного гусеничного обвода или других нетрадиционных решений, что облегчает унификацию с серийными моделями промышленных тракторов.

С. И. Антипов, Ю. В. Дементьев

**СОВРЕМЕННЫЕ ИСПЫТАТЕЛЬНЫЕ ЕЗДОВЫЕ ЦИКЛЫ И ИХ АКТУАЛЬНОСТЬ
ПРИ СОЗДАНИИ АЛГОРИТМА РАБОТЫ
СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ С КЭУ**

Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

(e-mail: serantipv@mail.ru, dementiev.satr@mail.ru)

В статье анализируются основные современные методики испытаний транспортных средств по определению величины расходуемого топлива и уровня токсичности отработавших газов с точки зрения возможности их использования для создания алгоритмов работы систем управления автомобилей с КЭУ.

Ключевые слова: расход топлива, режим движения, городской цикл, загородный цикл.

This article analyzes the basic modern procedures of vehicle testing to determine the amount of fuel consumed and the level of emissions from the aspect of their possible use to create algorithms control systems of hybrid vehicles.

Keywords: fuel consumption, driving modes, urban driving cycle, extra-urban driving cycle.

Для определения расхода топлива и уровня токсичности отработавших газов транспортных средств необходимо использовать различные методики. В качестве таких методик обычно выступают испытательные ездовые циклы. Испытательный ездовой цикл представляет собой набор параметров и последовательностей, с помощью которых предполагается приближенно описать движение среднестатистического транспортного средства в реальных условиях. В зависимости от средней скорости движения принято разделять циклы на городские и загородные.

Можно выделить несколько основных стандартных испытательных циклов. Каждому характерны свои величины ускорения, средние и

максимальные скорости, а также последовательности режимов движения транспортных средств. По территориальному признаку их условно можно разделить на европейский, американский и японский. При всех упомянутых методиках испытания проводятся в лабораторных условиях на стенде с беговыми барабанами вместе с измерением токсичности отработавших газов. Массовые доли вредных веществ, которые определены при анализе выхлопных газов, собранные в емкость в процессе всего цикла испытаний, относят к пройденному пути. Количество расходуемого топлива определяется в зависимости от величины выбросов.

В европейской методике определения расхода топлива и токсичности отработавших га-

зов используется ездовой цикл NEDC (New European Driving Cycle) (рис. 1). Данный ездовой цикл установлен Правилами ЕЭК ООН (Европейская экономическая комиссия ООН) № 83, 101 и несколькими Директивами Евросоюза. Цикл разделяется на две части. Первая

часть – городской ездовой цикл UDC (Urban Driving Cycle), состоящий из четырех последовательных простых городских циклов. Продолжительность простого городского цикла 195 с, протяженность 1,013 км, средняя скорость 18,7 км/ч, а максимальная скорость 50 км/ч.

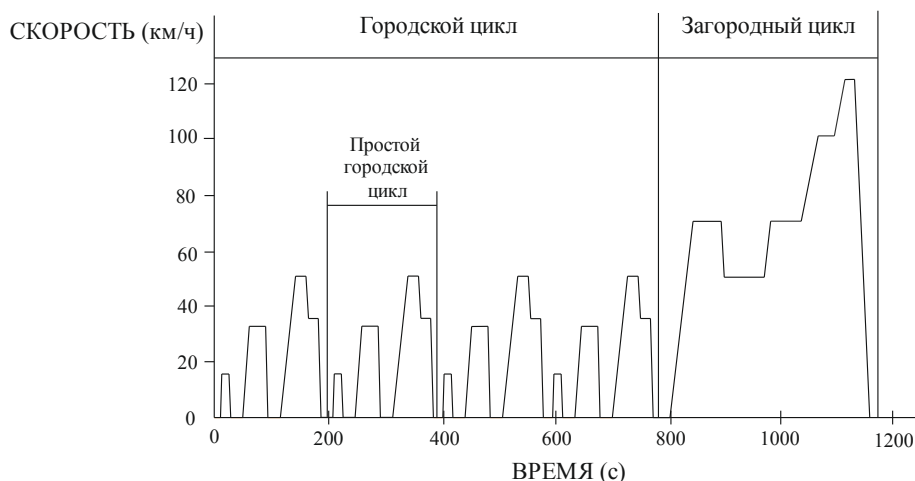


Рис. 1. Испытательный цикл NEDC

Вторая часть цикла – загородный цикл EUDC (ExtraUrban Driving Cycle), продолжительностью в 400 с, протяженностью 6,955 км, со средней скоростью 62,6 км/ч и максимальной скоростью движения 120 км/ч, имитирует условия движения автомобиля по магистрали.

Европейский ездовой цикл, действующий с 1 января 2000 года, не предусматривает прогрева ДВС. Перед замером автомобиль отстаивается при 20–30° тепла не менее шести часов.

Затем 11 секунд двигатель работает на холостом ходу. Определение количества выбросов начинают сразу после запуска двигателя, что сказывается на итоговых показателях.

При испытаниях легковых автомобилей в США используется более сложная методика. Для проведения замеров расхода топлива и уровня выбросов используются испытательный цикл FTP-75 (Federal Test Procedure) (рис. 2) и тестовый цикл HWFET (HighWay Fuel Economy

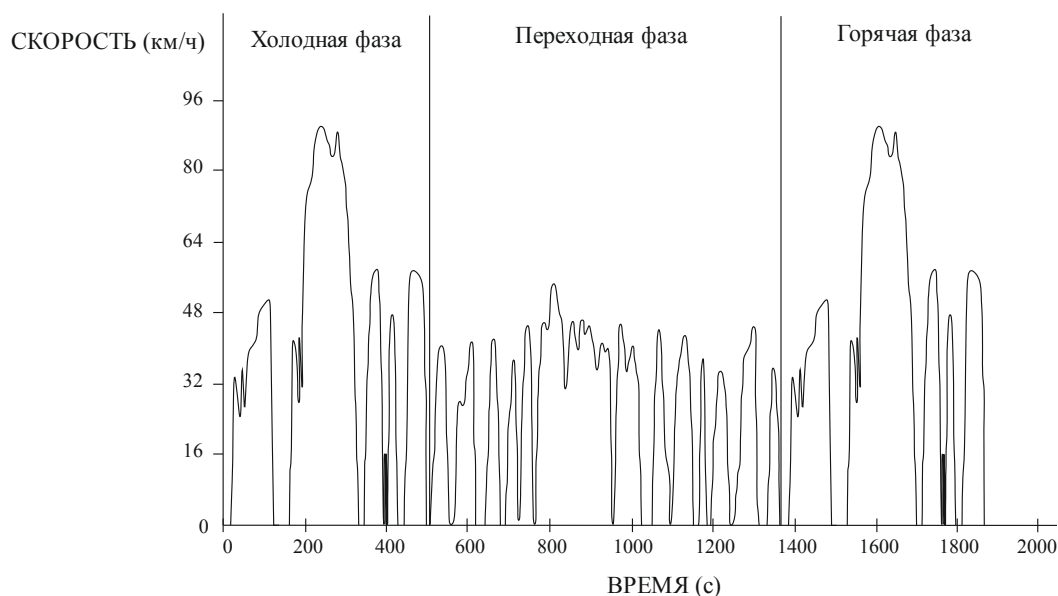


Рис. 2. Испытательный цикл FTP-75

Test). Кроме того, для увеличения адекватности результатов, используются два дополнительных поправочных федеральных теста – SFTP-US06 и SFTP-SC03. Они позволяют иметь данные о движении при более агрессивном вождении на высоких скоростях, с большими ускорениями и замедлениями, а также о движении транспортного средства с включенной климатической установкой соответственно.

Цикл FTP-75 разделяется на три этапа. Первый этап представляет собой движение в городских условиях при непрогретом двигателе (так называемая холодная фаза). Его продолжительность составляет 505 с, а максимальная скорость 91,2 км/ч (56,7 миль/ч).

Второй этап (переходная фаза), имеет продолжительность 864 с и ограничение скорости 56 км/ч. После второго этапа ДВС выключают

на 10 минут для охлаждения. По их истечении начинается третий этап (горячая фаза), полностью повторяющий первый, но при другом температурном режиме работы двигателя. Общая продолжительность цикла FTP-75 1877 с, протяженность 17,8 км и средняя скорость 34,1 км/ч. При этом количество стартов с места достигает 22. Расход топлива на трассе в США определяется отдельным тестом HWFET, который длится 765 с, со средней скоростью 77,7 км/ч (48,3 миль/ч). Для вычисления расхода в смешанном режиме полученные показатели в городском и загородном циклах складывают и усредняют.

На данный момент в Японии для испытаний транспортных средств по определению их расхода топлива и уровня токсичности используется методика JC08 (рис. 3).

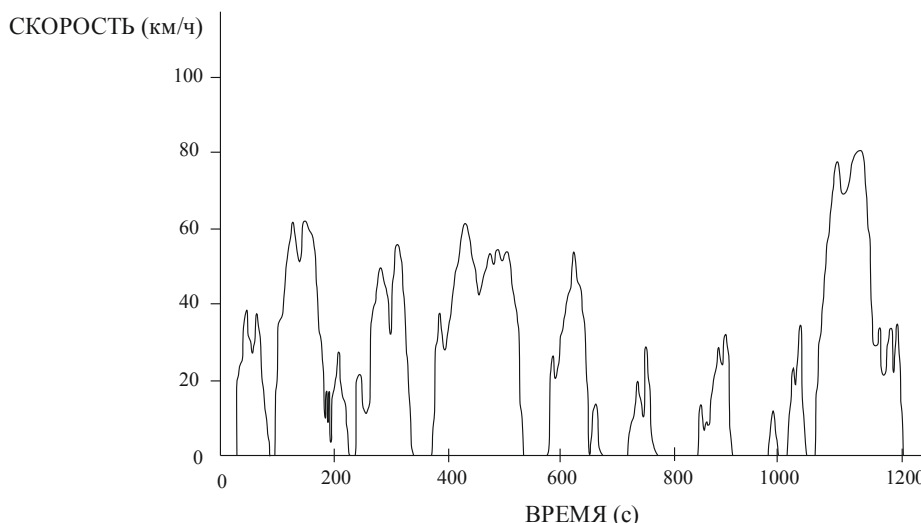


Рис. 3. Испытательный цикл JC08

Тестирование проводится поочередно в два этапа: «холодный» старт и «горячий» старт, с непрогретым и прогретым двигателем соответственно. Это позволяет учитывать топливо, которое расходуется на прогрев. Итоговый расход топлива определяется суммой 25 % от расхода в режиме «холодного» старта и 75 % от расхода в режиме «горячий» старт. По своему характеру ездовой цикл схож с американским FTP-75. Он имитирует вождение в интенсивном городском режиме и включает в себя период холостого хода, а также часто меняющиеся ускорение и замедление.

Продолжительность цикла 1205 с, протяженность 8,17 км, максимальная скорость 81,6 км/ч, средняя скорость движения 24,4 км/ч. Низкая средняя скорость хорошо описывает движение

транспортного средства в крупных мегаполисах, с учетом большого количества светофоров, пробок и других затруднений.

Несколько десятилетий назад в нашей стране нормы расхода топлива определяли по стандарту предприятия СТП 37.052.027-81 «Методика определения эксплуатационного расхода топлива автомобилей и автопоездов при моделировании городских режимов движения». Испытательный цикл, предусмотренный в этой методике, имеет протяженность 18,4 км, на которой предусмотрена 21 остановка (две из них по 60 секунд). При этом средняя скорость движения 40 км/ч. Однако, в связи со значительными изменениями транспортной ситуации, как в крупных городах, так и в стране в целом, данная методика устарела и не может давать пред-

ставление о расходе топлива в современных реалиях. В настоящее время в Российской Федерации действует технический регламент «О безопасности колесных транспортных средств», в котором для оценки расхода топлива и выбросов вредных веществ предусмотрено применение требований Правил ЕЭК ООН № 83 и 101, использующих ранее описанные испытательные циклы.

В связи с постепенным ужесточением требований к выбросам вредных веществ с отработавшими газами и тенденциями к снижению расхода топлива в рамках автомобилей различных классов широкое развитие получили автомобили с КЭУ (комбинированными энергетическими установками), включающими, помимо ДВС, электродвигатели. Такие транспортные средства могут обеспечить существенное снижение расхода топлива в случае оптимального алгоритма работы систем управления КЭУ в различных условиях движения.

В Московском государственном машиностроительном университете (МАМИ) ведутся работы по созданию коммерческого автомобиля категории N1, использующего КЭУ последовательно-параллельной схемы. Данная схема позволяет конструктивно объединить в одной КЭУ последовательную и параллельную схемы для использования преимуществ каждой из них в зависимости от условий движения. В конструкции используются две электрические машины, как в последовательной схеме, но для обеспечения механической связи ДВС с ведущими колесами предусмотрен связующий узел с возможностью размыкания этой связи (многодисковая муфта, расположенная между этими электрическими машинами).

Необходимо отметить, что все приведенные выше циклы созданы с целью определения выбросов вредных веществ и расхода топлива при сертификационных испытаниях и имеют мало общего со всем многообразием режимов движения ТС. Так, нынешний европейский метод NEDC моделирует движение автомобиля с медленными разгонами (от 0 до 50 км/ч за 26 с в городском цикле и от 0 до 70 за 41 с в загородном цикле). Учитывая динамические воз-

можности современных транспортных средств и интенсивный ритм жизни в крупных городах, подобные участки не способствуют повышению адекватности цикла. Американский цикл FTP-75 с точки зрения ускорений выглядит более динамично. Однако, отсутствие режимов движения с постоянной скоростью также в значительной степени влияет на соответствие реальным дорожным условиям. Такой же недостаток имеет и японский ездовой цикл JC08. Кроме того, данному циклу соответствует самая низкая средняя скорость движения 24,4 км/ч, что, с одной стороны, благоприятно сказывается на моделировании движения в больших городах, но с другой, предоставляет определенные преимущества транспортным средствам с КЭУ, а также оборудованные дизельными ДВС.

Вследствие вышесказанного ориентироваться при создании алгоритма управления КЭУ на эти ездовые циклы не вполне оправдано. То же касается и использования любых искусственных комбинаций этих циклов. Целесообразно в этом случае использовать обобщенные результаты режимометрирования движения транспортных средств, полученные в различных реальных дорожных условиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Карунин, А. Л. Автомобиль с комбинированной силовой установкой. Результаты и методика испытаний / А. Л. Карунин, С. В. Бахмутов, В. В. Селифонов, М. Е. Вайсблум, Е. Е. Баулина, К. Е. Карпухин // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 7. – С. 6–9.
2. Гусаков, С. В. Энергетический баланс гибридной силовой установки автомобиля при его движении, в соответствии с новым европейским испытательным циклом NEDC / С. В. Гусаков, И. В. Афанасьева, В. А. Марков // Грузовик. – 2010. – № 7. – С. 22–34.
3. Гусаков, С. В. Расчетно-экспериментальная методика корректировки ездового цикла для фазы движения транспортного средства в городских условиях / С. В. Гусаков, В. А. Марков, Д. В. Михрячев // Известия высших учебных заведений. – М.: Машиностроение. – 2012. – № 5. – С. 23–30.
4. Ветров, Ю. NEDC и ARDC: наука и жизнь / Ю. Ветров // Авторевю. – 2012. – № 11. – С. 32–35.
5. Куликов, И. А. Комбинированная энергоустановка последовательно-параллельного типа: теоретическое исследование / И. А. Куликов, В. В. Селифонов // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. – № 6. – С. 14–17.

УДК 629.113

Е. В. Балакина, Н. М. Зотов, Ю. Н. Козлов*, А. П. Федин, В. М. Зотов

МЕТОД КОСВЕННОГО ИЗМЕРЕНИЯ $\varphi(t)$ - И $\varphi(s)$ -ДИАГРАММ ЧЕРЕЗ ЗАВИСИМОСТИ СКОРОСТИ АВТОМОБИЛЯ ОТ ВРЕМЕНИ

Волгоградский государственный технический университет

*Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт
ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», НИЦИАМТ

(e-mail: balakina@vstu.ru, znm@vstu.ru, y.kozlov@mail.ru)

В статье рассмотрена методика косвенного измерения зависимости коэффициента сцепления на основе измерения зависимости скорости автомобиля от времени.

Ключевые слова: шины, зона контакта, коэффициент сцепления, расчет $\varphi(t)$ и $\varphi(s)$ -диаграмм.

In article the technique of indirect measurement of dependences of coefficient of coupling on the basis of measurement of dependence of speed of the car from time is stated.

Keywords: tyres, zone of contact, coefficient of coupling, calculation $\varphi(t)$ and $\varphi(s)$ -diagram/

Для расчетной оценки параметров свойств устойчивости движения и тормозной динамики автомобиля требуются $\varphi-s$ -диаграммы, т. е. аналитические зависимости коэффициента продольного сцепления от коэффициента продольного скольжения колеса. Получить такую аналитическую зависимость можно путем аппроксимирования аналогичной экспериментальной зависимости. Но получать экспериментальные $\varphi-s$ -диаграммы трудоемко. Предлагается метод косвенного их получения на основе обработки приборной записи (например, с использованием аппаратуры «Corrsys Datron») скорости автомобиля $v_a = f(t)$ путем обратного расчета. На рис. 1 показан общий вид такой зависимости. Зависимость $v_a = f(t)$ должна быть получена при торможении автомобиля при отсутствии боковой силы на дороге с равномерными сцепными свойствами по бортам. Она может быть получена непосредственными измерениями оптическим датчиком или интегрирована из показаний с датчиков ускорений. Зависимость $\varphi(t)$ в данном режиме одинакова для всех колес:

$$\varphi_{i-1} = \frac{v_{a_{i-1}} - v_{a_i}}{g \cdot dT},$$

где dT – шаг измерения аппаратурой (0,01 с).

Момент по сцеплению: $M_{x_{i-1}} = mg \cdot \varphi_{i-1} \cdot R_k$.

Момент тормозной: $M_{t_{i-1}} \approx K \cdot mg \cdot R_k$ (при $t > T_{n_{\max}}$) и $M_{t_{i-1}} \approx K \cdot mg \cdot R_k \cdot \frac{t}{T_{n_{\max}}}$ (при $t < T_{n_{\max}}$).

Время нарастания замедления $T_{n_{\max}}$ можно определить из $v_a = f(t)$ (рис. 1). Время реакции

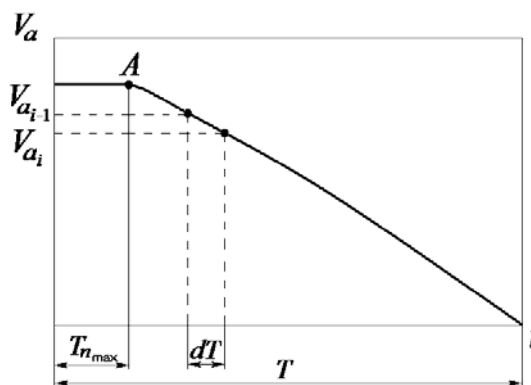


Рис. 1. Общий вид экспериментальной зависимости скорости автомобиля от времени в режиме торможения

водителя учитывать не нужно, поскольку измерительная аппаратура включается при проезде световых барьеров, которые испытатель видит заранее. При полном нажатии на тормозную педаль $K \approx 1$.

Угловое замедление колеса:

$$\dot{\omega}_{i-1} = \left(\frac{1}{I_k} \right) (M_{t_{i-1}} - M_{x_{i-1}}).$$

Угловая скорость колеса:

$$\omega_{i-1} = \omega_i + \dot{\omega}_{i-1} \cdot dT.$$

Коэффициент продольного скольжения колеса:

$$s_{i-1} = \left| 1 - \frac{\omega_{i-1} \cdot R_k}{v_{a_{i-1}}} \right|.$$

Сопоставление значений φ и s в каждый момент времени t дает зависимость $\varphi(t)$ через каждые 0,01 с, как показано на рис. 2. Она будет несколько разной на колесах передней и задней оси вследствие неодинаковости скорости нарастания s .

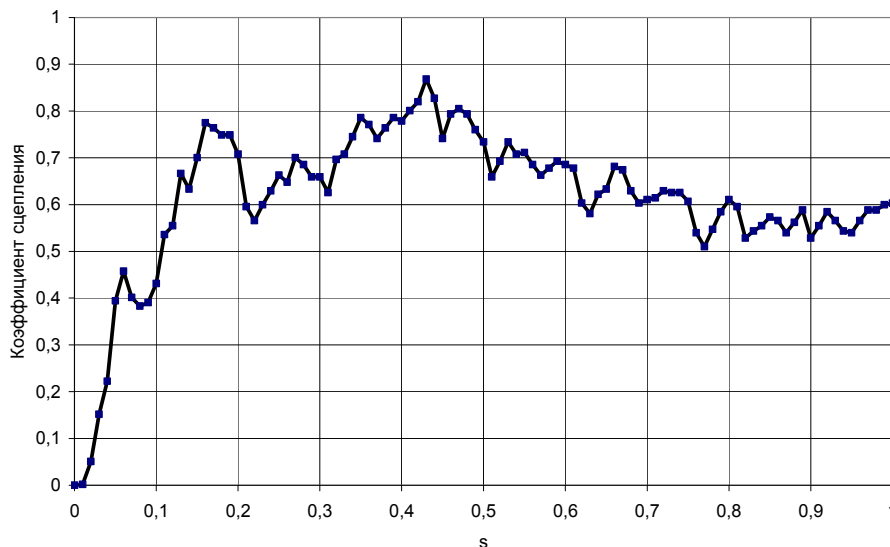


Рис. 2. $\varphi(s)$ -диаграмма, полученная косвенным путем из измеренной зависимости $v_a = f(t)$

Методика при ее использовании будет давать более точные результаты при реализации воздействия на тормозную педаль по одному и тому же закону.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. 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.
2. Balakina, E. Улучшение устойчивости движения колесной машины на основе предпроектного выбора параметров элементов шасси: монография / E. Balakina. – Saarbrücken (Germany): LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. – 467 с.
3. Sami Koskinen. Sensor Data Fusion Based Estimation of Tyre-Road Friction to Enhance Collision Avoidance / A dissertation for the degree of Doctor of Science in Technology of the Faculty Automation, Mechanical and Materials Engineering, the Tampere University of Technology, 12 March, 2010. – 209 с.

В. Г. Дыгало, В. В. Котов, А. А. Ревин

**ОЦЕНКА АДЕКВАТНОСТИ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ
ТОРМОЗНОЙ ДИНАМИКИ АВТОМОБИЛЯ С ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ АБС**

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tera@vstu.ru)

В статье рассматривается оценка адекватности при применении виртуально-физической технологии моделирования для испытания автоматизированных тормозных систем автомобилей.

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

In the papers described verification in use virtually-physical technology method modeling in the process develop and test automated breaking system vehicles.

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

При проведении испытаний с использованием виртуально-физической технологии моделирования [1, 3] возникает вопрос оценки адекватности. Под адекватностью описания физических процессов и явлений при моделировании обычно понимают тождественность созданной модели физическому объекту. При создании модели автоматизированной тормозной системы транспортного средства проверку на

адекватность целесообразно вести в двух аспектах. Наряду с традиционной проверкой на основе сопоставления величин основных моделируемых параметров физического объекта (параметрическая адекватность) следует проводить также проверку выполнения созданной модели автоматизированной системы логических операций при определенных условиях функционирования (логическая адекватность).

Основанием для этого является то обстоятельство, что используемые для оценки нормативные показатели тормозных свойств автомобиля часто базируются на интегральных критериях, например, тормозной путь, установившееся замедление, время нарастания замедления и т. п. При этом одинаковые величины тормозного пути или установившегося замедления получаются при реализации одной и той же средней величины реализованного сцепления, которое может быть получено при различном состоянии заторможенного колеса, т. е. в достаточно широком диапазоне проскальзывания и, следовательно, при различной настройке АБС или даже юзе колес (АБС не функционирует).

С другой стороны, вследствие явления флуктуации коэффициента сцепления по пути по мере срабатывания АБС в течение процесса фазы регулирования тормозного момента на колесах автомобиля, как правило, с течением времени расходятся, что приводит уже после нескольких циклов регулирования к существенным параметрическим отклонениям. В этой связи проверку на адекватность разработанной модели целесообразно проводить по приведенной ниже следующей схеме.

Вначале оценивается адекватность воспроизведения физического процесса при выполнении логических операций по принципу «да – нет». При этом задаются тестовые режимы движения автомобиля в процессе торможения: величина давления рабочего тела в приводе или максимальное усилие на тормозной педали, величина коэффициента сцепления пары «шина – дорога», состояние тормозных механизмов, при котором должна срабатывать (или не срабатывать) антиблокировочная система и осуществляется проверка модели на выдачу соответствующей логической команды на включение (или не включение) АБС. Аналогично осуществляется проверка точки настройки модели на срабатывание и отработка фаз процесса: затормаживание, растормаживание и отсечка как на восходящей, так и на нисходящей ветвях.

Для случая торможения автомобиля с отключенной АБС в условиях характерной для транспортных средств неравномерности действия тормозных механизмов осуществляется проверка по числу заблокированных в процессе торможения колес, а также оценивается направление смещения центра масс и изменение курсового угла автомобиля. Это позволяет проверить адекватность моделирования тормозных

моментов на колесах, т. е. первоисточника возмущения для рассматриваемого случая движения автомобиля.

После проверки модели на отработку логических операций проводится оценка адекватности на основе величины отклонения параметров. Принимая во внимание явление флуктуации коэффициента сцепления пары «шина – дорога» по пути, оценку величины отклонения параметров целесообразно проводить как в пределах цикла регулирования тормозного момента (на основе анализа темпов изменения давления рабочего тела или тормозного момента, длительности выдержки, периода регулирования или частоты процесса), так и по традиционным интегральным показателям: величине тормозного пути и установившегося замедления, смещению центра масс в боковом направлении и курсовому углу (как на траектории, так и в конце процесса). В качестве примера ниже покажем оценку адекватности модели процесса торможения трехосного автомобиля с АБС.

Проверка достоверности работы модели в составе комплексной моделирующей установки (КМУ) при использовании АБС в соответствии с предлагаемым подходом прежде всего проводилась на основе оценки правильности чередования фаз и режимов функционирования моделируемых объектов в заданных эксплуатационных условиях (логическая адекватность). Качественная оценка процессов затормаживания колеса полученных в ходе стендовых и дорожных испытаний осуществлялась путем сравнения характера протекания моделируемого и реального процессов. Метод сравнения состояний позволил произвести оценку работы созданной экспериментальной установки с точки зрения логической адекватности. В данном случае, в первую очередь оценивалась проверка следующих условий: срабатывание АБС при заданных сцепных свойствах поверхности, скорости начала торможения и реализованной нагрузке на колесе (да – нет), отработка фаз регулирования тормозного момента (затормаживание – растормаживание – отсечка), воспроизведение характерных участков изменения угловой скорости и ускорения колеса при входе его в юз и разблокировании.

Сопоставление результатов стендовых и дорожных испытаний осуществлялось путем наложения друг на друга динамических характеристик процесса затормаживания полученных для одинаковых начальных условий и выпол-

ненных в одном масштабе. Для этого на комплексной моделирующей установке был проведен ряд экспериментов, повторяющих ранее проведенный дорожный эксперимент [2].

Для оценки воспроизводимости результатов полученных на КМУ рассмотрим динамические характеристики торможения автомобиля КамАЗ – 5320 на сухом асфальтобетоне в снаряженном состоянии (с 10 %-й загрузки, примерно соответствующей весу контрольно-измерительной аппаратуры) с начальной скорости $v_0 = 40,7$ км/ч при замедлении $j_{\text{ср}} = 5,2$ м/с². На рис. 1 показана такая динамическая характеристика. Как видно, при торможении в данных условиях за первые две секунды процесса происходит 3 цикла трехфазового регулирования тормозного момента. При сопоставлении давления на выходе тормозной камеры и тормозного момента для переднего левого колеса, полученных в дорож-

ном эксперименте и на КМУ (рис. 2), наблюдается качественная воспроизводимость картины процесса, с одинаковым числом циклов и с разницей частоты регулирования не превышающей 4 %. Что касается темпов нарастания и сброса, в первом цикле регулирования, углы наклона кривых изменения давления и тормозного момента, полученных в разных условиях, практически совпадают, а отличие по времени, как для фазы нарастания, так и для фазы сброса, не превышает 0,05 с. В последующих циклах регулирования наблюдается более существенная разница в темпах нарастания и сброса и в амплитудах колебания особенно для кривой изменения тормозного момента. Это различие обусловлено тем, что в ходе дорожных испытаний на изменение нормальной нагрузки на колесе в процессе торможения влияет не только изменение дифферента кузова и микронеровностей поверхности по пути (учтено в модели), но

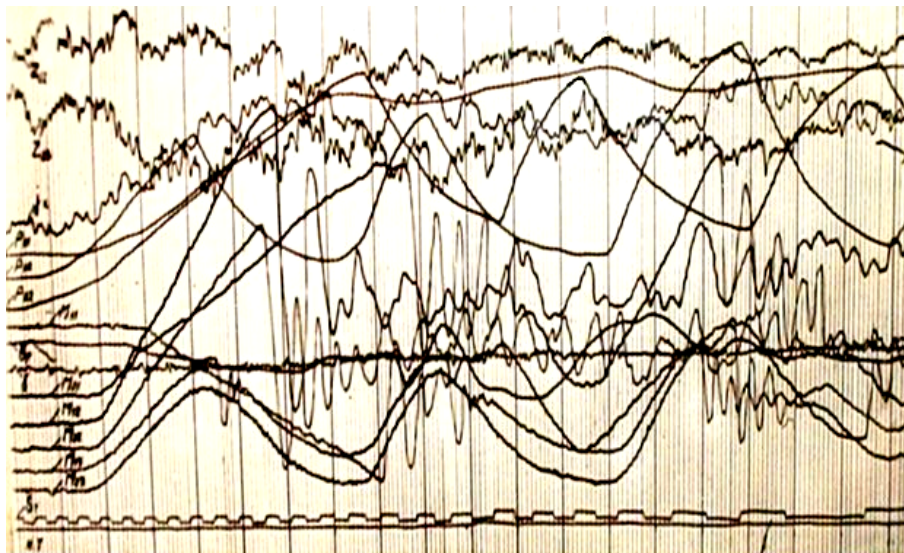


Рис. 1. Осциллограмма процесса торможения автомобиля КамАЗ – 5320 (дорожный эксперимент, $v_0 = 40$ км/ч, схема АБС – IR-0-SLL)

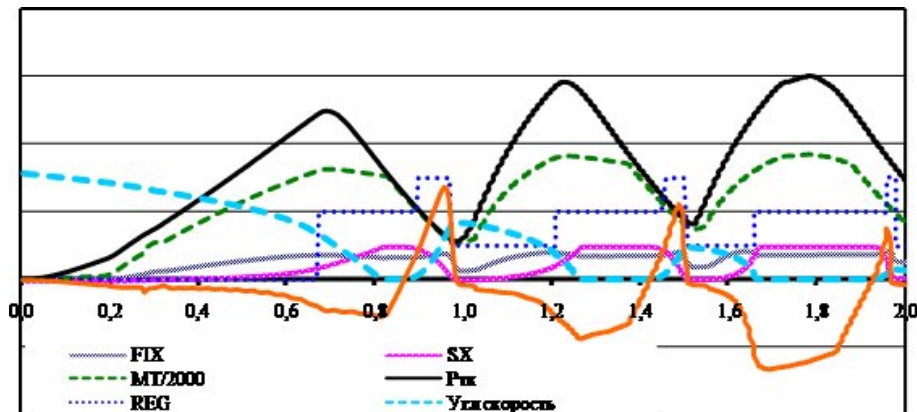


Рис. 2. Динамические характеристики торможения автомобиля КамАЗ – 5320 (КМУ, $v_0 = 40,7$ км/ч, 10 % загрузки)

и явления колебания мостов автомобиля в продольном направлении вследствие выявленного эффекта галлопирования [2].

Результаты сравнения динамических характеристик процесса затормаживания и конечных величин интегральных параметров, в том числе

периода динамической фазы и частоты функционирования АБС ($F_{\text{АБС}}$), с дорожным экспериментом для случая торможения на сухом асфальтобетоне снаряженного автомобиля представлены в таблице.

Конечные значения параметров процесса затормаживания колеса

Параметр	$P_{\text{ТКmax}}$, кг/см ²	$M_{\text{Тmax}}$, Н·м	Амплитуда $P_{\text{ТК}}$	Амплитуда $M_{\text{Т}}$	$F_{\text{АБС}}$, Гц	Период динамической фазы, с
КМУ	6,0	7360	4,9	5350	1,90	0,72
Эксперимент	5,2	6430	4,4	6430	1,83	0,78
Погрешность, %	13,4	13,6	10,2	16,8	3,7	7,7

Аналогичные величины погрешностей (4–15 %), были получены при сопоставлении результатов, полученных в стендовых и дорожных условиях для торможения на поверхностях с различными сцепными свойствами (сухой и мокрый асфальтобетон) с различной нагрузкой автомобиля (для снаряженного состояния и максимальной).

Полученные результаты свидетельствуют, что использование в комплексной моделирующей установке реального тормозного привода и узлов антиблокировочной системы позволяет получить хорошую сходимость расчетных значений параметров с результатами эксперимента и полностью отражает физическую картину процесса затормаживания колеса.

Таким образом, реализующая виртуально-физическую технологию моделирования комплексная моделирующая установка может быть эффективно применена для решения различных функциональных задач, как при проектировании тормозной системы, так и для задач эксплуатационного характера. Например, исследования влияния неисправностей пневматической

тормозной системы с АБС на рабочий процесс затормаживания колеса с целью выявления диагностических признаков этой системы на основе сопоставления полученных результатов методом «сравнения состояний».

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. 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.
2. 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.
3. Ревин, А. А. Комплексное моделирование в цикле проектирования автомобилей и их систем / А. А. Ревин, В. Г. Дыгало // Автомобильная промышленность. – № 11, 2002. – С. 29–30.
4. Дыгало, В. Г. Технологии испытания систем активной безопасности автотранспортных средств : монография / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин. – М. : Машиностроение, 2012. – 387 с.
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.

УДК 629. 113-592.2

Р. Е. Железнов, А. А. Ревин, Е. И. Железнов

**ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА НА ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА
МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЕЗДА**

Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: DrSpeer@mail.ru)

В статье приведены некоторые результаты исследования влияния параметров сцепного устройства на эффективность торможения и устойчивость движения малотоннажного автопоезда при торможении.

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

The article presents some results of computational researches of influence of main characteristics of the coupling device on the dynamic interaction of parts of low-tonnage road train.

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

Взаимодействие звеньев автопоезда (АП) осуществляется через сцепное устройство (СУ), которое в той или иной степени влияет на поведение АП, особенно в процессе движения на переходных режимах, например, при торможении.

С целью оценки влияния параметров СУ на тормозные свойства малотоннажного АП проведены расчетные исследования с использованием математической модели, описанной в работе [1]. В качестве объекта исследований выбран АП в составе тягача с параметрами автомобиля УАЗ-3741 и одноосного прицепа. Расчеты проводились для двух вариантов прицепов, первый, из которых не оборудован тормозной системой – назовем его пассивным, второй, оборудован инерционной тормозной системой (ИТС) – назовем его активным. Геометрические параметры прицепов приняты одинаковыми, а полная масса варьировалась в зависимости от наличия тормозной системы на прицепе – для пассивного прицепа $M_{\text{п}} = 850$ кг, а для активного – $M_{\text{п}} = 1200$ кг. Действие возмущающих факторов на звенья АП в процессе торможения моделировалось посредством задания коэффициентов неравномерности $k_{\text{нi}}$, характеризующих снижение эффективности действия тормозных механизмов на колесах одноименных осей и люфта рулевого колеса $\alpha_{\text{р}}$, приведенного к управляемым колесам. Величина коэффициентов $k_{\text{нi}}$ на колесах тягача варьировалась, а на колесах активного прицепа была принята постоянной $k_{\text{н3}} = 0,9$, как и величина люфта рулевого колеса $\alpha_{\text{р}} = 10^\circ$. Результаты расчетов были обработаны методами планирования эксперимента и представлены в виде уравнений и графиков, отражающих влияние,

как одиночных факторов, так и их взаимодействий на оценочные показатели, в качестве которых были приняты: тормозной путь $S_{\text{т}}$, средняя величина $\bar{P}_{\text{к}}$ усилия $P_{\text{к}}$ наката прицепа и показатель устойчивости $\eta_{\text{уа,п}}$, характеризующий положение звеньев АП в пределах полосы движения шириной $B_{\text{д}} = 3,5$ м. Величина показателя $\eta_{\text{уап}}$ определялась по наибольшему габаритному отклонению наименее устойчивого звена АП:

$$\begin{aligned}\eta_{\text{yai}} &= 1 - \frac{2|y_{\text{a}} + a_{\text{r}}(b_{\text{r}}) \sin \gamma_{\text{a}}|}{|B_{\text{д}} - B_{\text{ар}}|}, \\ \eta_{\text{yn}} &= 1 - \frac{2|y_{\text{п}} + d_{\text{r}} \sin \gamma_{\text{п}}|}{|B_{\text{д}} - B_{\text{пр}}|}, \\ \eta_{\text{уап}} &= \text{Min}(\eta_{\text{yai}}, \eta_{\text{yn}}),\end{aligned}\quad (1)$$

где y_{a} , $y_{\text{п}}$ – боковые отклонения центров масс звеньев АП; a_{r} , d_{r} – расстояния от центров масс до крайних точек кузова тягача и прицепа; $B_{\text{ар}}$, $B_{\text{пр}}$ – габаритная ширина звеньев АП.

Выбор оценочных показателей продиктован содержанием понятия «тормозные свойства», как совокупности свойств, определяющих эффективность торможения и устойчивость движения АП при торможении. Так, по величине $S_{\text{т}}$ можно судить о влиянии исследуемых параметров на эффективность торможения, а по величинам $\bar{P}_{\text{к}}$ и $\eta_{\text{ап}}$ – на устойчивость движения.

Ниже приведены некоторые результаты исследования для случая торможения расчетного АП с начальной скорости $v_0 = 40$ км/ч на дороге с коэффициентом сцепления $\phi = 0,7$. В начале рассмотрим влияние параметров СУ на тормозные свойства АП с пассивным прицепом.

$$\begin{aligned}S_{\text{т}} &= 16,14 - 0,1426x_1 - 0,145x_2 + 0,002x_1x_2; \\ \eta_{\text{ап}} &= 0,397 + 0,165x_1 + 0,081x_2 + 0,022x_1^2 - 0,019x_2^2; \\ \bar{P}_{\text{к}} &= 3309,5 + 33,3x_1 + 33,4x_2 - 0,6x_3 - 0,9x_4 - 0,8x_5 + 0,3x_1x_2 + \\ &+ 0,4x_1x_3 - 0,6x_1x_4 - 0,2x_1x_5 + 0,3x_2x_3 - 0,7x_2x_4 - 0,2x_2x_5 - \\ &- 0,6x_3x_4 + 0,8x_3x_5 + 1,0x_4x_5 - 3,0x_1^2 - 3,2x_2^2 - 3,0x_3^2 - 3,2x_4^2 + 5,0x_5^2,\end{aligned}\quad (2)$$

где x_1 – коэффициент неравномерности действия тормозных механизмов на колесах передней оси тягача, $k_{\text{н1}}$; x_2 – то же на колесах задней оси тягача, $k_{\text{н2}}$; x_3 – зазор в СУ автопоезда, ξ_{x} ; x_4 – коэффициент жесткости СУ, $C_{\text{сц}}$; x_5 – коэффициент неупругого сопротивления в СУ, $\eta_{\text{сц}}$.

Анализ значимости коэффициентов регрессии уравнений (2) показал, что параметры СУ на тормозной путь $S_{\text{т}}$ и показатель $\eta_{\text{ап}}$ устойчи-

вости АП с пассивным прицепом не влияют, а влияние их на величину $\bar{P}_{\text{к}}$ невелико.

Для АП с активным прицепом влияние параметров СУ на оценочные показатели более весомо. Так, анализ коэффициентов регрессии уравнений (3) показал, что тормозной путь $S_{\text{т}}$ АП с активным прицепом зависит не только от коэффициентов неравномерности $k_{\text{н1,2}}$, но и от параметров сцепного устройства, хотя и в меньшей сте-

пени. Наиболее сильное влияние оказывает коэффициент демпфирования $\eta_{\text{сц}}$. Причем с увеличением зазора ξ_x и жесткости $C_{\text{сц}}$ упругого эле-

мента сцепки величина S_T растет, а с увеличением $\eta_{\text{сц}}$ – уменьшается (рис. 1, а). Взаимного влияния факторов на величину S_T не установлено.

$$\begin{aligned} S_T &= 12,9 - 0,1x_1 - 0,13x_2 + 0,02x_3 + 0,05x_4 - 0,08x_5 + 0,02x_5^2; \\ \bar{P}_k &= 1500,5 + 23,0x_1 + 27,9x_2 + 0,7x_3 + 45,5x_4 - 66,9x_5 - 2,3x_1x_3 + \\ &+ 1,7x_1x_4 - 4,8x_1x_5 - 2,8x_2x_3 + 2,5x_2x_4 - 4,3x_2x_5 + 5,4x_3x_4 + \\ &+ 1,8x_3x_5 - 13,5x_4x_5 - 0,6x_1^2 + 0,6x_2^2 - 2,3x_3^2 - 5,1x_4^2 + 25,9x_5^2; \\ \eta_{\text{ап}} &= 0,593 + 0,102x_1 + 0,06x_2 - 0,014x_4 + 0,015x_5 - 0,01x_4x_5 + \\ &+ 0,016x_1^2 - 0,01x_2^2 - 0,007x_4^2 - 0,006x_5^2. \end{aligned} \quad (3)$$

Здесь приняты те же обозначения факторов, что и для АП с пассивным прицепом.

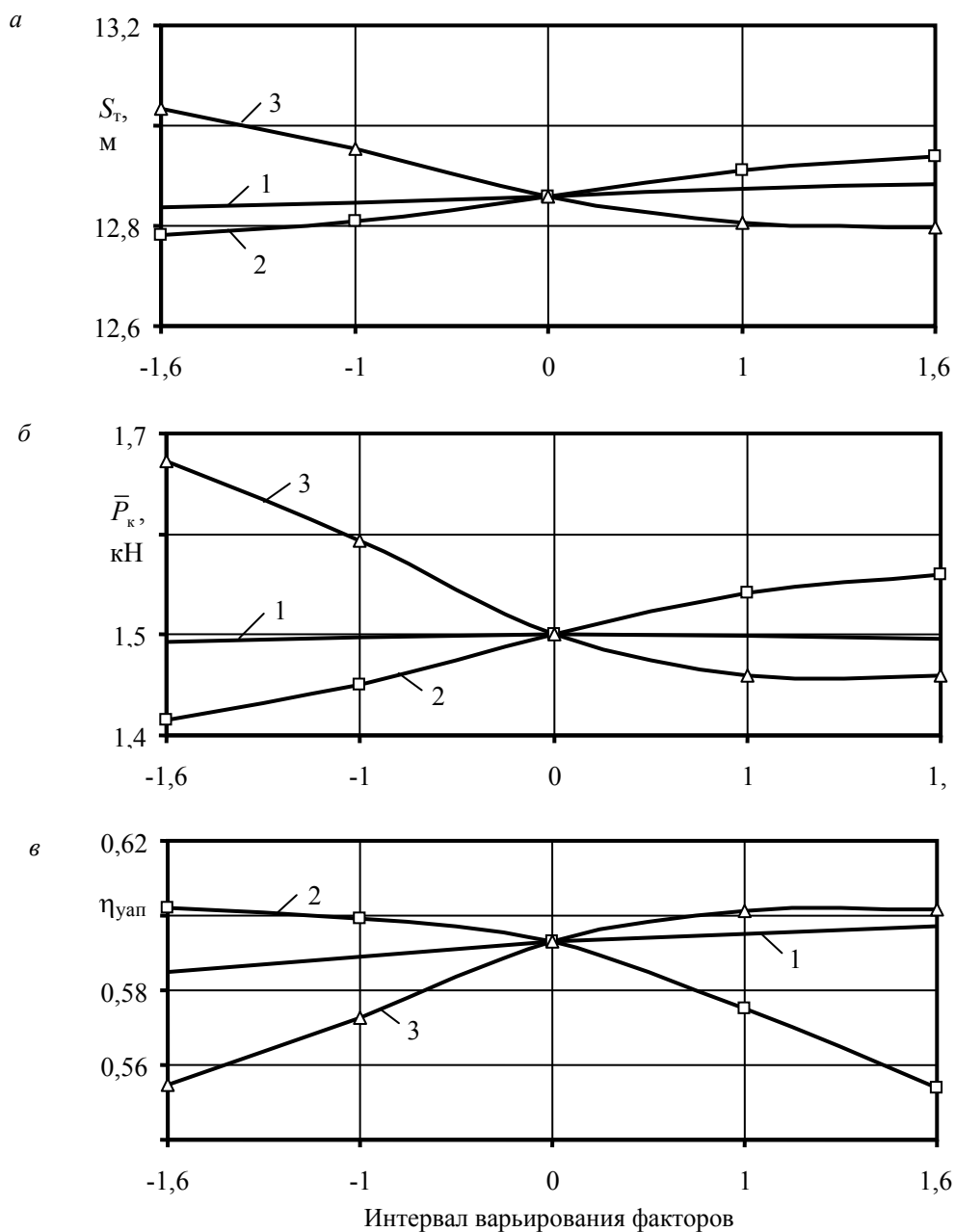


Рис. 1. Влияние параметров СУ на оценочные показатели торможения АП с активным прицепом:
1 – x_3 (ξ_x); 2 – x_4 ($C_{\text{сц}}$); 3 – x_5 ($\eta_{\text{сц}}$)

На величину усилия $\bar{P}_k$ наибольшее влияние оказывают коэффициенты демпфирования $\eta_{сц}$ и жесткости $C_{сц}$, а влияние зазора ξ_x невелико и проявляется, преимущественно, через взаимодействия с другими факторами. С увеличением $C_{сц}$ и уменьшением $\eta_{сц}$ величина $\bar{P}_k$ растет (рис. 1, б). Заметное влияние на величину $\bar{P}_k$ оказывают взаимодействия факторов. Например, с увеличением ξ_x усиливается отрицательное влияние коэффициента $C_{сц}$ жесткости и снижается положительное влияние коэффициента $\eta_{сц}$ демпфирования. Причем снижение демпфирования $\eta_{сц}$ существенно усиливает отрицательное влияние жесткости $C_{сц}$ (рис. 2) и приводит к увеличению нагрузок в СУ.

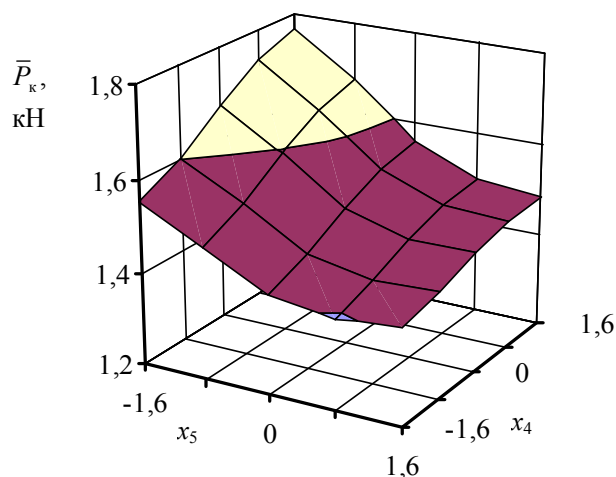


Рис. 2. Влияние коэффициентов жесткости $C_{сц}$ (x_4) и демпфирования $\eta_{сц}$ (x_5) на величину усилия $\bar{P}_k$

Влияние параметров СУ на показатель $\eta_{уап}$ устойчивости проявляется через усилие наката прицепа на тягач и поэтому аналогично влиянию их на усилие $\bar{P}_k$ (рис. 1, в). Как видно, с увеличением $C_{сц}$ и уменьшением $\eta_{сц}$ величина показателя $\eta_{уап}$ снижается. Влияние зазора ξ_x в сцепке невелико. Некоторое влияние на величину $\eta_{уап}$ оказывает парное взаимодействие факторов x_4x_5 ($C_{сц}$, $\eta_{сц}$), правда, небольшое (рис. 3).

Обобщая результаты проведенного исследования, можно отметить, что влияние параметров сцепки на тормозные свойства малотон-

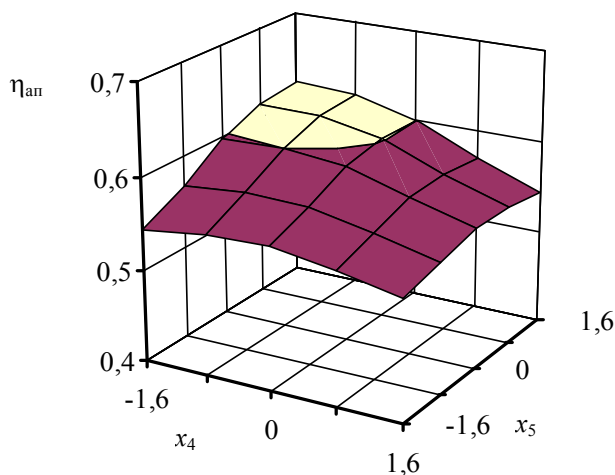


Рис. 3. Влияние коэффициентов жесткости $C_{сц}$ (x_4) и демпфирования $\eta_{сц}$ (x_5) на величину показателя $\eta_{уап}$ устойчивости АП при торможении

нажного АП в целом невелико. Однако не стоит и преуменьшать его. Как показали расчеты, влияние усилия наката, величина которого зависит от параметров СУ [2], на устойчивость малотоннажного АП при торможении значимо лишь в том случае, если в результате действия таких мощных возмущающих факторов, как неравномерность действия тормозных механизмов и самоповорот управляемых колес, происходит разворот тягача в горизонтальной плоскости. Если же величина этих факторов невелика, то влияние параметров СУ отражается, в основном, на показателях динамического взаимодействия звеньев и косвенно на эффективности торможения АП. Поэтому при выборе параметров СУ, в любом случае, необходимо стремиться к тому, чтобы минимизировать их негативное влияние на тормозные свойства малотоннажного автопоезда.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Железнов, Е. И. Повышение тормозных свойств малотоннажных автопоездов: монография / Е. И. Железнов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2000. – 144 с.
2. Железнов, Е. И. Исследование влияния параметров сцепного устройства на продольную устойчивость малотоннажного автопоезда / Е. И. Железнов, Р. Е. Железнов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2(89) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 5). – С. 21–24.

УДК 629.113

А. М. Ковалев, С. А. Митрошенко, В. В. Еронтаев*, Т. М. Расулов***ОБОСНОВАНИЕ СТРУКТУРЫ И ПАРАМЕТРОВ КИНЕМАТИЧЕСКОГО ВОЗМУЩЕНИЯ
СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ПОДВЕСОК АТС С УЧЕТОМ ОСОБЕННОСТЕЙ
ИХ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ**

*** Волгоградский государственный технический университет
Махачкалинский филиал Московского автомобильно-дорожного
государственного технического университета (МАДИ)**

(e-mail: ap@vstu.ru, mfmadi@dagestan.ru)

В статье приведено обоснование структуры и параметров кинематического возмущения стенда для испытания подвесок АТС с учетом особенностей их колебательной системы.

Ключевые слова: стенд для испытания подвесок, обоснование структуры, колебательная система.

The article provides a substantiation of the structure and parameters of the kinematics of perturbation of the test stand of the hangers PBX into account peculiarities of their oscillatory system.

Keywords: stand for testing pendants, substantiation of the structure, the oscillatory system.

Испытания узлов поддрессирования АТС и колес имеют важное значение, как для определения их характеристик, так и для дальнейшего совершенствования. В настоящее время применяются различные типы специальных и универсальных стендов. На промышленных предприятиях в основном применяют стенды, имеющие узкие функциональные возможности, предназначенные для ресурсных испытаний обычно какого-то одного типа подвески или колеса. Имеются стенды, которые предназначены для испытания подвесок легковых автомобилей. Они задают случайное кинематическое возмущение на все четыре колеса легкового автомобиля, однако эти стенды очень дороги, а их нагрузочные возможности ограничены. В частности на них нельзя испытывать подвески автобусов и грузовых автомобилей. Поэтому необходимо создание простого универсального многофункционального стенда, позволяющего при испытаниях различных типов подвесок и колес определять характеристики их виброзащитных свойств, в том числе в наиболее тяжелых режимах. Для обоснования структуры и параметров такого стенда рассмотрим особенности колебательной системы АТС.

Автомобиль является сложной механической системой, состоящей из большого числа масс с различными упругодемпфирующими связями. Поэтому в общем случае эквивалентная схема колебательной системы автомобиля достаточно сложна, так как включает поддрессированную массу и несколько неподдрессированных масс. Такие системы имеют большое число степеней свободы и совершают пространственные случайные колебания, поэтому для описа-

ния движения подобной системы требуется большое число дифференциальных уравнений второго порядка.

Однако для изучения колебаний в первом приближении удобнее пользоваться упрощенной плоской колебательной системой с тремя массами (рис. 1) [1]. Здесь поддрессированная масса M включает массу кузова, двигателя, механизмов трансмиссий, пассажиров, водителя (у грузового автомобиля грузовую платформу, полезную нагрузку). Эти элементы в совокупности рассматриваются как твердое тело, имеющее две степени свободы – перемещение в вертикальном направлении и поворот в вертикальной плоскости. Неподдрессированные массы m_1 и m_2 (передний и задний мосты вместе с колесами и частью массы рессор) имеют по одной степени свободы – вертикальные перемещения. Таким образом, система, имитирующая в рассматриваемом случае двухосный автомобиль (рис. 1), имеет четыре степени свободы.

В работе [1] показано, что если коэффициент распределения автомобиля $\varepsilon_y = \frac{J_y}{M l_1 l_2} = 1$,

где J_y – момент инерции поддрессированной массы, то колебания передней и задней частей автомобиля становятся не связанными между собой, и их можно рассматривать независимо друг от друга. Поскольку для большинства современных автомобилей $0,8 < \varepsilon_y < 1,2$, то вместо эквивалентной системы на рис. 2 можно рассматривать две независимые двухмассовые колебательные системы с двумя степенями свободы каждая (рис. 2).

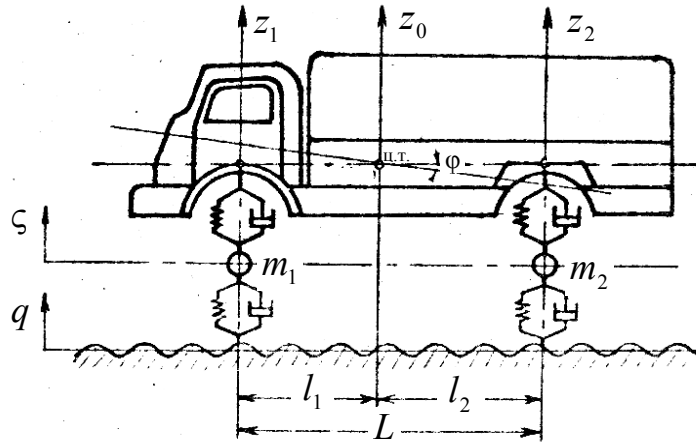


Рис. 1. Упрощенная схема колебательной системы двухосного автомобиля:

$$z_1 = z_0 + \phi l_1, \quad z_2 = z_0 - \phi l_2, \quad \dot{z}_1 = \dot{z}_0 + \dot{\phi} l_1, \quad \dot{z}_2 = \dot{z}_0 - \dot{\phi} l_2$$

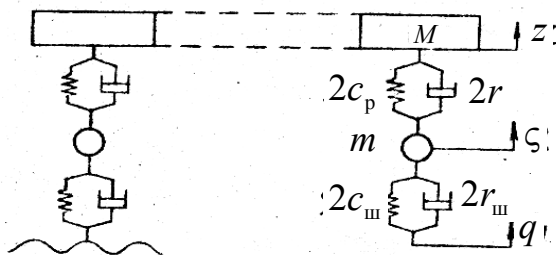


Рис. 2. Эквивалентная двухмассовая колебательная система автомобиля

Таким образом, по структуре стенд для испытания подвесок АТС может быть одноопорным, а испытываемая подвеска АТС или ее модель должна быть представлена двухмассовой колебательной системой.

На рис. 3 представлены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) перемещений и ускорений грузового автомобиля.

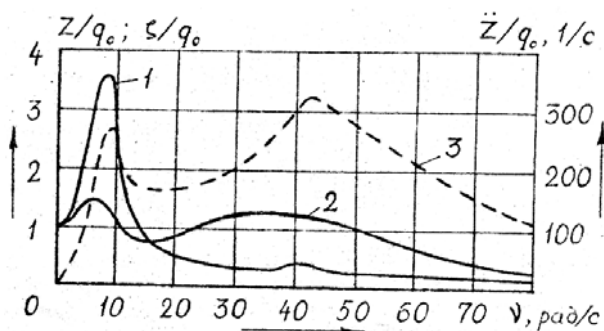


Рис. 3. АЧХ колебаний грузового автомобиля: 1, 2 – перемещения кузова и колес; 3 – ускорения кузова

Как видно из рисунка АЧХ имеют два максимума: низкочастотный резонанс, соответствующий колебаниям кузова на рессорах и высокочастотный резонанс, соответствующий ко-

лебаниям мостов на шинах. Поэтому для испытания подвески в наиболее тяжелом режиме нагружения стенд должен иметь возможность задавать двухчастотное кинематическое возмущение с частотами собственных колебаний подвески. Это особенно важно при использовании упругих и демпфирующих элементов нелинейными характеристиками, которые в последнее время находят все большее применение.

Амплитуда кинематического возмущения на стенде должна соответствовать высотам неровностей различных дорог. Значения среднеквадратической высоты и максимальной амплитуды неровностей дорог приведены в таблице. Из таблицы видно, что максимальные среднеквадратические амплитуды различных дорог существенно отличаются, поэтому стенд должен позволять быстро изменять амплитуду возмущения, причем желательно это делать в процессе колебаний. Максимальная амплитуда возмущения на стенде должна быть в 3 раза больше максимальной среднеквадратической амплитуды неровности булыжника удовлетворительного качества – 33,6 мм.

Характеристика неровностей различных дорог

Тип дорожного покрытия	Среднеквадратическая высота неровностей, мм	Максимальная среднеквадратическая амплитуда неровности, мм
Булыжник, удовлетворительного качества	13,5–22,4	11,2
Асфальт	8,0–12,5	6,25
Цементобетон	5,0–12,4	6,2

Всем описанным требованиям удовлетворяет универсальный стенд для испытания подвесок и колес автотранспортных средств кафедры «Автоматические установки» Волгоградского государственного технического университета [2].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Ротенберг, Р. В.* Подвеска автомобиля и его колебания / Р. В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1960. – 355 с.
2. *Новиков, В. В.* Универсальный стенд для испытания подвесок и колес автотранспортных средств / В. В. Новиков, И. М. Рябов, В. И. Колмаков, К. В. Чернышов // Сборка в машиностроении, приборостроении. – М.: Машиностроение, 2008. – № 3. – С. 45–49.

Г. И. Мамити

РАСЧЕТНАЯ СХЕМА АВТОМОБИЛЯ

Горский государственный аграрный университет

(e-mail: avtofak.ggau@yandex.ru)

В статье приведена предпочтительная расчетная схема автомобиля и поставлена проблема определения результирующих реакций опорной поверхности на колеса автомобиля.

Ключевые слова: расчет, схема, автомобиль, результирующая касательная реакция опорной поверхности, колесо.

The article describes the preferred design model car and posed the problem of determining the resulting reactions on the surface of the supporting wheels of the car.

Keywords: calculation, diagram, car, resultant reaction tangential bearing surface, wheel.

В учебниках по теории автомобиля рассматриваются силы и моменты, действующие

на автомобиль во время его неравномерного движения на подъеме (рис. 1) [1], [2] и др.

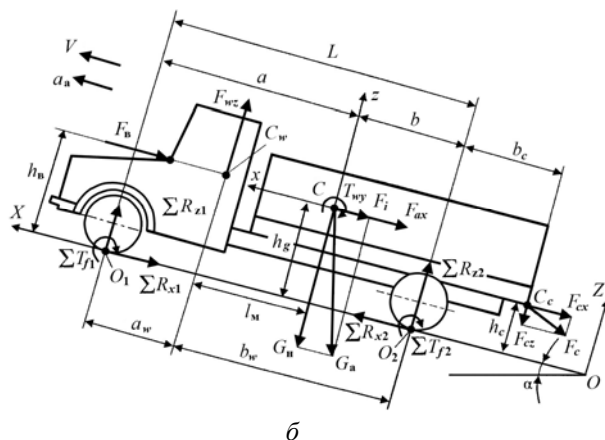
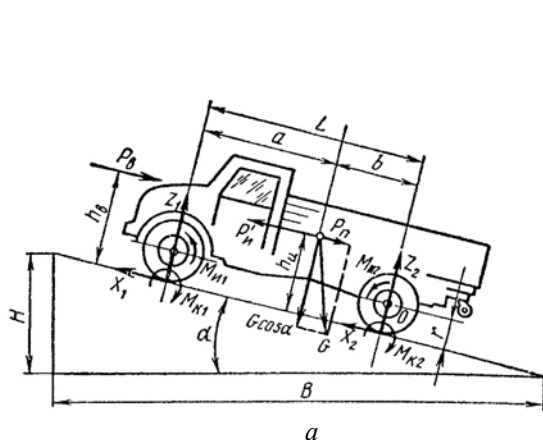


Рис. 1. Силы и моменты, действующие на автомобиль:
а – при замедлении [1] и б – при ускорении его движения [2]

Практически все авторы приводят свои схемы сил и моментов, действующих на автомобиль – у одних больше силовых факторов, у других – меньше.

Общим недостатком этих схем является дублирование силовых факторов. К примеру, если на схеме показаны суммарные (результатирующие) продольные (касательные, окружные) реакции опорной поверхности, то незачем приводить действующие на колеса моменты, которыми они, эти силы, вызваны.

С научной и методической точки зрения предпочтительней приводить все действующие на колеса автомобиля силовые факторы в виде результирующих сил, как показано на рис. 2, а сами результирующие реакции на колеса автомобиля определять отдельно, исходя из сил и моментов, действующих в различных режимах движения на ведущие и ведомые колеса.

Рис. 1 и 2 взяты без изменений из цитируемой литературы, поэтому для их понимания раскрытом обозначения, к примеру, рис. 2, б.

Здесь, к центру C масс автомобиля с координатами a, b, h приложена сила тяжести G и сила инерции P_j , направленная противоположно ускорению j . На высоте h_w центра парусно-

сти приложена сила P_w сопротивления воздуха. Кроме того, к буксирному крюку на высоте h_x может быть приложена сила P_x сопротивления прицепа.

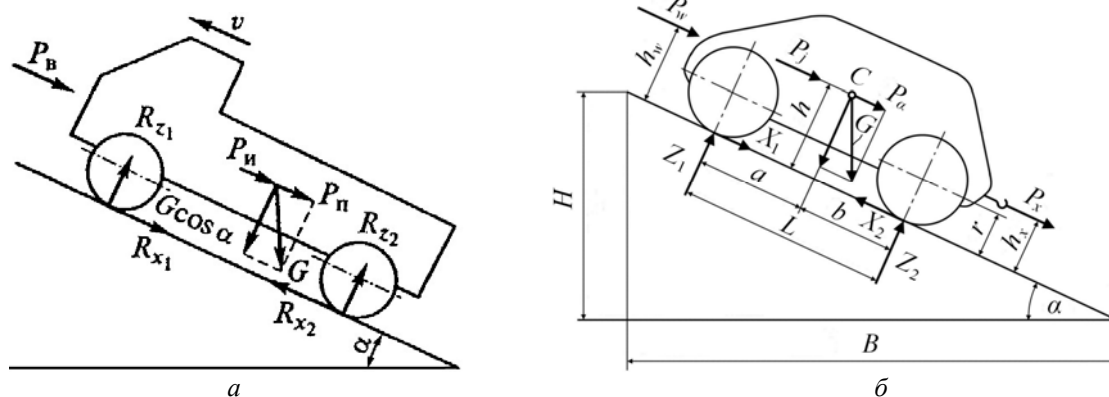


Рис. 2. Силы, действующие на автомобиль при разгоне на подъеме:
а – [3]; б – [4]

Со стороны дороги к колесам автомобиля приложены результирующие нормальных Z_1 и Z_2 и касательных X_1 и X_2 реакций. Индексы 1 и 2 при силовых факторах относятся соответственно к переднему ведомому и заднему ведущему колесам автомобиля. X_1 и X_2 представляют собой результирующие всех касательных сил, действующих в контакте ведомого и ведущего колес с опорной поверхностью:

$$X_1 = J_{k1} \varepsilon_k / r + M_{f1} / r; \quad (1)$$

$$X_2 = (M_e - J_m \varepsilon_m) i \eta / r - J_{k2} \varepsilon_k / r + M_{f2} / r, \quad (2)$$

где M_e – эффективный крутящий момент двигателя; J_m – момент инерции маховика двигателя и связанных с ним деталей; ε_m – угловое ускорение маховика; $J_m \varepsilon_m$ – инерционный момент противодействия ускоренному вращению маховика; i – передаточное число трансмиссии; η – коэффициент полезного действия трансмиссии; r – радиус качения колеса; J_{k1}, J_{k2} – моменты инерции передних и задних колес автомобиля; ε_k – угловое ускорение колес автомобиля; $M_{e1} = J_{k1} \varepsilon_k$, $M_{e2} = J_{k2} \varepsilon_k$ – инерционные моменты противодействия ускоренному вращению колес автомобиля; M_{f1}, M_{f2} – моменты сопротивления качению передних и задних колес автомобиля.

Проблема определения результирующих касательных реакций опорной поверхности на колеса автомобиля не решена удовлетворительно до сих пор. Важность затрагиваемой проблемы очевидна – без ее правильного решения невозможно верно составить и решить уравнение движения, определить скорость движения автомобиля – основной параметр, характеризующий его производительность, среднетехническую и максимальную скорость движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов, В. В., Основы теории автомобиля и трактора: учебник для вузов / В. В. Иванов, В. А. Иларионов, М. М. Морин и др. – М.: Высшая школа, 1970. – 224 с.
2. Кравец, В. Н. Теория автомобиля / В. Н. Кравец, В. В. Селифонов. – М.: ООО «Гринлайт», 2011. – 884 с.
3. Вахламов, В. К. Автомобили: Эксплуатационные свойства: учебник для вузов / В. К. Вахламов. – М.: ИЦ Академия, 2006. – 240 с.
4. Мамити, Г. И. Теория движения двухосной колесной машины. Механика эластичного колеса. Тяговая и тормозная динамика. Тяговый расчет. Моделирование процесса торможения. Топливная экономичность, маневренность, проходимость и плавность хода: учебник для вузов / Г. И. Мамити. – Владикавказ: Изд-во ФГБОУ ВПО «Горский госагроуниверситет», 2012. – 216 с.

УДК 629.03

С. И. Медведев

ОСОБЕННОСТИ ПОВЕДЕНИЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ДАВЛЕНИЯХ ВОЗДУХА В ШИНАХ

Бобруйский филиал Белорусского государственного экономического университета

(e-mail: medsim@rambler.ru)

Величина внутреннего давления в шине задается разработчиком с последующим проведением испытаний по выбору оптимального давления для каждого конкретного автотранспортного средства, а также оси автомобиля. На практике это требование не соблюдается. Проведенный комплекс лабораторно-дорожных испытаний шин показал необходимость их испытаний и позволил выдать рекомендации по оптимальному подбору давления в шинах передних и задних колес легкового автомобиля.

Ключевые слова: пневматическая шина, внутреннее давление, испытания, характеристики, автомобиль.

The value of the inflation pressure of tire, as rule, fixed by introducer with the next test operation on the choice of the optimum pressure for each particular vehicle as well as a shaft of automobile. However in practice this requirement isn't observed. The realized complex of laboratory-road experiments of tires showed the necessity of test operations and allowed to give recommendations for optimum selection of tire pressure of front and hind wheels of a light vehicle.

Keywords: pneumatic tire, intrinsic pressure, tests, characteristics, automobile.

На эксплуатационные характеристики автомобиля существенное влияние оказывают выходные характеристики шин. Функциональные свойства автомобиля определяются совокупностью его конструктивных параметров и выходных характеристик отдельных элементов, входящих в него, как сложную механическую систему. Шина является подсистемой автомобиля, взаимодействующей с дорожным покрытием и выполняющей функции поддерживающего, направляющего элементов и движителя. Поэтому в ряде научных работ исследователей автомобиля, шина выделяется в виде отдельной подсистемы в более сложных системах, например, в системе «дорога – шина – автомобиль – водитель» [4].

Современный уровень эксплуатационных свойств автотранспортных средств, а также дальнейший прогресс в совершенствовании ав-

томобилей не может быть, достигнут без определенного уровня показателей выходных характеристик шин. Задача эта достаточно сложна, так как необходимо владеть не только методами определения выходных характеристик шин, но и знать, как влияют на эти характеристики параметры ее.

Как известно, шины оказывают влияние, практически, на все характеристики автомобиля [1], [5]. На рис. 1 отмечены важнейшие факторы шин, влияющие на эксплуатационные характеристики автомобиля.

Один и тот же автомобиль с одними и теми же элементами подвески и рулевого управления в зависимости от характеристики шин может иметь различные показатели устойчивости и управляемости, тормозные качества, а также топливно-экономические и тягово-сцепные характеристики.

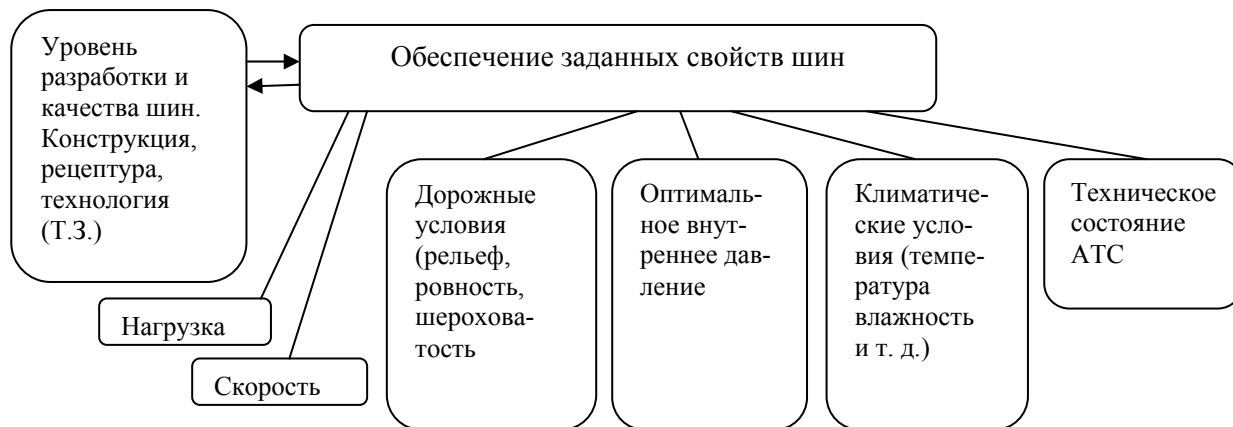


Рис. 1. Внешние эксплуатационные факторы, влияющие на выходные качественные показатели шин

Из рис. 1 следует, что главным фактором, влияющим на выходные показатели шин, является обеспечение внутреннего давления в шинах, которое оказывает влияние на сопротивление боковому уводу, стабилизирующий момент, боковую и угловую жесткости, характер их изменения в зависимости от вертикальной нагрузки, скорости, дорожных условий и других факторов. Поэтому одним из условий обеспечения уровня положительных эксплуа-

тационных характеристик, заложенных в шинах, является соблюдение норм внутреннего давления в них. Величина внутреннего давления в шине, как правило, задается разработчиком с последующим проведением испытаний выбора оптимального давления для каждого конкретного автотранспортного средства, а также оси автомобиля. На рис. 2 приведена схема выбора оптимального внутреннего давления в шине.

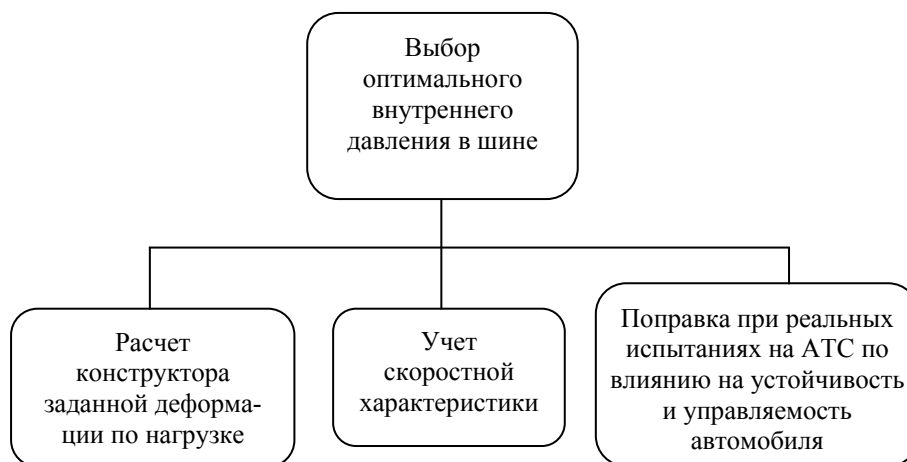


Рис. 2. Выбор оптимального внутреннего давления в шине

Кроме характеристик, зависящих от внутреннего давления в шинах, указанных выше, большое значение имеет поддержание оптимального давления воздуха в шинах в условиях реальной эксплуатации. В связи с тем, что снижение внутреннего давления в шине влияет на такие факторы, как ухудшение безопасности из-за изменения уводных характеристик, сцепления шин с дорогой, увеличение сопротивления качению, что приводит к повышенному расходу топлива и выделению вредных веществ в отработанных газах двигателя и другие эксплуатационные характеристики не только шины, но и автомобиля как системы в целом. Из-за несоблюдения внутреннего давления в шинах, происходит ее разрушение от необратимых тепловых процессов, а также снижение долговечности.

Анализ проверок автохозяйств в советский период ПО «Бобруйскшина»[2] позволил сделать вывод, что несоблюдение норм внутреннего давления в шинах по всему автопарку, находящемуся под наблюдением этого завода показал, что более 50 % общих потерь ресурса ходимости шин происходит в связи с невыполнением норм внутреннего давления.

Для выяснения оценки влияния внутреннего давления воздуха в шинах на технико-эксплуа-

тационные качества автомобиля ВА3-2112, был проведен комплекс исследований в НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» г. Дмитров Московской обл.

Исследования проводились при давлениях воздуха в шинах передних и задних колес автомобиля соответственно 200, 220, 240 кПа. Тормозные качества автомобиля на сухом и мокром покрытии оценивались с использованием АБС тормозов. Испытания проводились на сухом и мокром покрытии горизонтальной площадки с асфальтобетонным покрытием при температуре окружающего воздуха $(25 \pm 5) ^\circ\text{C}$. Скорость ветра не превышала 3 м/с без порывов. Перед проведением зачетных испытательных заездов проводился разогрев шин и агрегатов автомобиля протяженностью 50 км со средней скоростью автомобиля 90 км/ч по скоростной дороге. Поскольку, теоретически повышение давления влияет положительно на топливно-экономические показатели, рассмотрим, как влияет изменение давления на другие показатели.

Результаты исследований влияния внутреннего давления шин 185/60 R14 модели P6000 фирмы «Пирелли» на тормозные качества и показатели устойчивости и управляемости автомобиля ВА3-2112 представлены в таблице.

Тормозные качества и показатели устойчивости и управляемости автомобиля ВАЗ-2112

Технико-эксплуатационные показатели	Давление в шинах, кПа		
	200	220	240
Тормозной путь, м:			
– на сухом покрытии	32,33	29,09	29,74
– на мокром покрытии	34,61	31,49	31,70
Устойчивость и управляемость при выполнении маневра «вход в поворот», км/ч:			
– на сухом покрытии	76,50	72,67	70,30
– на мокром покрытии	67,00	60,90	60,56

Из анализа таблицы следует, что тормозной путь на сухом и мокром покрытии, уменьшается при увеличении давления в шинах передних и задних колес до 220 кПа, а затем несколько увеличивается по отношению к этой величине давлений.

При выполнении маневра «вход в поворот», скорость прохождения его снижается и при давлении в шинах передних и задних колес 220 кПа на сухом дорожном покрытии составляет – 5 % и соответственно при давлении 240 кПа, эта разница увеличивается в сторону ухудшения до 8,11 %. В случае, выполнения этого же маневра на мокром дорожном покрытии, эта разница соответственно составляет 9,1 % при

давлении в шинах передних и задних колес 220 кПа и 9,6 % при давлении 240 кПа в сторону ухудшения.

С целью подтверждения оценки определения оптимального давления в шинах, проведены дополнительные испытания в соответствии ГОСТ Р 52302–2004[3] по установившимся реакциям автомобиля.

Для проведения исследований в дорожных условиях была использована специальная аппаратура фирмы «CORRSYS DATRON». Комплект аппаратуры включает в себя приборы и датчики. Характер протекания установившихся реакций автомобиля при различных вариантах давления воздуха в шинах представлен на рис. 3.

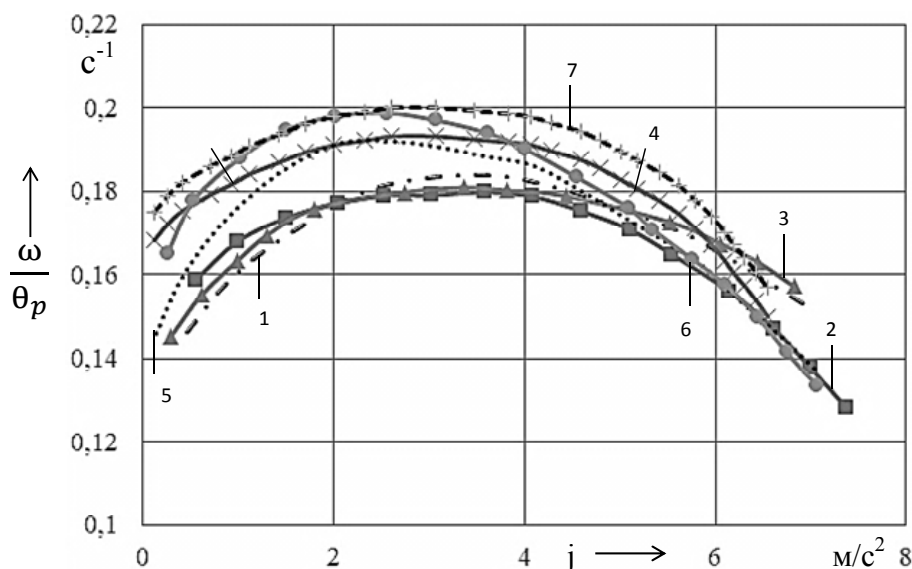


Рис. 3. Установившиеся реакции автомобиля:
 1 – $P_{п}=200$ кПа $P_{з}=180$ кПа; 2 – $P_{п}=180$ кПа $P_{з}=200$ кПа; 3 – $P_{п}=180$ кПа $P_{з}=180$ кПа; 4 – $P_{п}=200$ кПа $P_{з}=200$ кПа; 5 – $P_{п}=180$ кПа $P_{з}=220$ кПа; 6 – $P_{п}=200$ кПа $P_{з}=220$ кПа; 7 – $P_{п}=220$ кПа $P_{з}=220$ кПа.

Из анализа рис. 3 отмечается, что при различных давлениях воздуха в шинах «крутизна» протекания кривой из недостаточной поворачи-

ваемости в избыточную несколько смещается в сторону малых боковых ускорений. На величину установившихся реакций автомобиля

существенное влияние оказывает изменение давления воздуха в шине. Установившиеся реакции автомобиля на шинах с различным давлением воздуха, в шинах передних и задних колес, носят характер недостаточной поворачиваемости, переходящую в избыточную при более высоких боковых ускорениях. Учитывая, результаты испытаний по тормозным качествам автомобиля и оценку влияния давления воздуха в шинах на управляемость и устойчивость автомобиля, при улучшении топливно-экономических показателей, можно рекомендовать оптимальное давление воздуха в шинах передних и задних колес – 200 кПа (2 кгс/см^2) или в шинах передних колес – 200 кПа (2 кгс/см^2 , задних – 220 кПа ($2,2 \text{ кгс/см}^2$).

Таким образом, по результатам комплекса исследований автомобиля ВАЗ-2112, следует отметить, что наиболее приемлемым вариантом

оптимального давления воздуха в шинах передних и задних колес является 220 кПа. Проведенный комплекс испытаний доказал необходимость проведения подобных испытаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кнороз, В. И. Работа автомобильной шины / В. И. Кнороз. – М.: Транспорт, 1976. – 338 с.
2. Медведицков, С. И. Влияние износа шин на характеристики увода колеса, устойчивость и управляемость автомобиля: дис. ... канд. техн. наук: 14.06.1989 / С. И. Медведицков. – Волгоград, 1988. – 182 л.
3. Управляемость и устойчивость. Автотранспортные средства. Технические требования. Методы испытаний: ГОСТ Р 52302 – 2004. – Введ. 01.01.2006. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2005. – 31 с.
4. Хачатуров, А. А. Динамика системы «дорога – шина – автомобиль – водитель» / А. А. Хачатуров. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
5. Эллис, Д. Р. Управляемость автомобиля / Д. Р. Эллис. – М.: Машиностроение, 1975. – 215 с.

С. Х. Плиев, В. Г. Васильев

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ВЫСОТЫ ПРЕОДОЛЕВАЕМОГО КОЛЕСНОЙ МАШИНОЙ ВЕРТИКАЛЬНОГО ПРЕПЯТСТВИЯ

Горский государственный аграрный университет

(e-mail: avtofak.ggau@yandex.ru)

В статье приведена последовательность расчета высоты преодолеваемого вертикального препятствия колесными машинами.

Ключевые слова: расчет, высота, преодоление, вертикальное препятствие, колесная машина.

The article describes the sequence of calculating the height of the obstacles overcome by the vertical wheel machines.

Keywords: calculation, height, overcoming, vertical obstacles, wheel machine.

Если машина полноприводная, то на передние колеса будут действовать (рис. 1): G_1 – часть силы тяжести, приходящаяся на переднюю ось; P_1 – толкающая сила, создаваемая силами тяги задних колес; P_2 – сила сопротивления качению задних колес; M_1 – крутящий момент, подведенный к передней оси машины от двигателя; R – радиальная реакция кромки (границы) A препятствия в момент, когда нормальная реакция опорной поверхности, направленная по вертикальному диаметру, становится равной нулю; P – сила тяги, развиваемая передними колесами на грани A моментом M_1 . Здесь и далее индексы 1 и 2 относятся к силовым факторам, связанным с передней и задней осями машины.

Если рассматривается заднеприводная колесная машина, то из схемы сил рис. 1 следует исключить M_1 и P , если переднеприводная – то P_1 .

Проходимость любой машины при наличии вертикального препятствия оценивается высотой h , которую колесная машина может преодолеть (рис. 1).

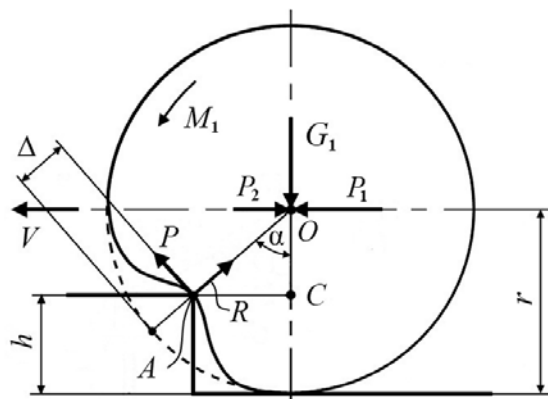


Рис. 1. Силы, действующие на передние колеса полноприводной колесной машины при преодолении вертикального препятствия высотой h

Так, согласно разработанному алгоритму все решения [1–3] по определению максимальной высоты преодолеваемого препятствия можно представить в наиболее компактном виде, одинаковом для всех рассматриваемых машин, как

$$h = r - (r - \Delta) \cos \alpha, \quad (1)$$

где r – свободный радиус колеса; Δ – радиальный прогиб (деформация) шины; α – угол между направлениями реакции R кромки препятствия и части силы тяжести G_1 , приходящейся на переднюю ось автомобиля.

Уравнение (1), общее для всех колесных машин, содержит угол α , который зависит от схемы привода ведущих колес и определяется по следующим формулам для автомобиля:

– полноприводного

$$\alpha = \arctg \frac{\varphi_A G_1 + (\varphi_x - f) G_2}{G_1 - \varphi_A (\varphi_x - f) G_2}; \quad (2)$$

– переднеприводного

$$\alpha = \arctg \frac{\varphi_A G_1 - f G_2}{G_1 + \varphi_A f G_2}; \quad (3)$$

– заднеприводного

$$\alpha = \arctg(\varphi_x - f) \frac{G_2}{G_1}, \quad (4)$$

где φ_x – коэффициент сцепления шин задней оси колесной машины с опорной поверхностью; f – коэффициент сопротивления качению колес машины; G_1 и G_2 – части силы тяжести колесной машины, приходящиеся на переднюю и заднюю ее оси; φ_A – коэффициент сцепления шин передней оси колесной машины с гранью A препятствия.

Формулы (1)–(4) в более удобном для расчета виде можно представить, если тригонометрическую функцию $\cos \alpha$ выразить как

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \tg^2 \alpha}} = \frac{1}{\sqrt{1 + k^2}}. \quad (5)$$

Тогда они приобретут следующий вид:

$$h = r \left[1 - (1 - \Delta/r) / \sqrt{1 + k^2} \right], \quad (6)$$

где для автомобиля:

– полноприводного

$$k = \frac{\varphi_A G_1 + (\varphi_x - f) G_2}{G_1 - \varphi_A (\varphi_x - f) G_2}; \quad (7)$$

– переднеприводного

$$k = \frac{\varphi_A G_1 - f G_2}{G_1 + \varphi_A f G_2}; \quad (8)$$

– заднеприводного

$$k = \frac{(\varphi_x - f) G_2}{G_1}. \quad (9)$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мамити, Г. И. Преодоление вертикального препятствия заднеприводной колесной машиной с места / Г. И. Мамити, С. Х. Плиев, Э. К. Гутиев, В. Г. Васильев // Известия ФГБОУ ВПО «Горский ГАУ» / Научно-теоретический журнал. Т. 49, ч. 4. – Владикавказ: Изд-во «Горский госагроуниверситет», 2012. – С. 213–216.
2. Мамити, Г. И. Преодоление вертикального препятствия переднеприводной колесной машиной с места / Г. И. Мамити, С. Х. Плиев, Э. К. Гутиев, В. Г. Васильев // Известия ФГБОУ ВПО «Горский ГАУ» / Научно-теоретический журнал. Т. 50, ч. 1. – Владикавказ: Изд-во «Горский госагроуниверситет», 2013. – С. 177–180.
3. Мамити, Г. И. Преодоление вертикального препятствия полноприводной колесной машиной с места / Г. И. Мамити, С. Х. Плиев, Э. К. Гутиев, В. Г. Васильев // Известия ФГБОУ ВПО «Горский ГАУ» / Научно-теоретический журнал. Т. 50, ч. 1. – Владикавказ: Изд-во «Горский госагроуниверситет», 2013. – С. 181–183.

УДК 629.017

А. А. Ревин

**НЕОБХОДИМОСТЬ УЧЕТА ДИНАМИКИ ДИФФЕРЕНТА КУЗОВА АВТОМОБИЛЯ
В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ ПРИ ОЦЕНКЕ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ**

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: revin@vstu.ru)

Сделан вывод о необходимости учета динамики дифферента кузова автомобиля при решении задач курсовой устойчивости в режиме торможения.

Ключевые слова: курсовая устойчивость, дифферент кузова автомобиля.

Concluded the need to consider the dynamics of the car body trim in solving stability during braking.

Keywords: stability of movement of cars, a trim of the car body.

В связи с появлением в последнее время публикаций, посвященных проблеме устойчивости движения автомобиля в режиме торможения и, в частности, влияния на курсовую ус-

тойчивость дифферента и крена кузова [1, 2], считаю необходимым высказать свое мнение по данному вопросу.

Для режима торможения характерно действие приложенной к центру масс силы инерции, величина которой зависит, с одной стороны, от усилия нажатия водителем на педаль и, с другой, от реализованного значения сцепления пары «шина-дорога». При этом ее величина определяется по известной зависимости

$$P_{ин} = G j_x; \quad (1)$$

где G – масса автомобиля; j_x – реализованное замедление.

Следовательно, в режиме торможения в продольной плоскости на поддрессоренные массы автомобиля действует мощное возмущение в виде момента, величина которого, с одной стороны, пропорциональна силе инерции $P_{ин}$ и с другой – высоте центра масс автомобиля. Действие момента сопровождается дифферентом кузова вследствие наличия упругодемпфирующей связи последнего с колесами автомобиля. Данный процесс приводит к перераспределению нормальных нагрузок на передних и задних колесах, естественно, в пользу передних.

Явление перераспределения нормальных нагрузок между передними и задними осями автомобиля еще в семидесятых годах прошлого века учел А. Б. Гредескул, что позволило ему сформулировать положение об оптимальном передаточном числе в тормозном приводе автомобиля с целью достижения одновременной блокировки колес передней и задней осей при экстренном торможении в определенном диапазоне изменения коэффициента сцепления или опережающей блокировки колес передней оси для обеспечения курсовой устойчивости. Однако динамика процесса дифферента при этом не учитывалась, а изменение нормальных реакций на колеса осей считалось пропорциональным действующему моменту от сил инерции.

Г. М. Косолапов и В. А. Хитин, творчески развивая данное положение, с учетом неравномерности действия тормозных механизмов, получили уточненные значения величин передаточных чисел тормозного привода для достижения опережающей блокировки колес передней оси, что нашло блестящее подтверждение у короткобазных автомобилей с высоким расположением центра масс производства Ульяновского автомобильного завода и позволило заводчанам не только успешно пройти сертификационные испытания, но и запустить в производство автомобили повышенной проходимости.

Наличие упругой связи кузова с задней осью автомобиля с классической компоновкой и, следовательно, изменение расстояния между задним мостом и соответствующей точкой кузова при изменении дифферента используется в качестве задающего параметра в подавляющем числе регуляторов тормозных сил РТС, работа которых заключается в изменении сечения тормозной магистрали в заднем контуре тормозов при определенном ходе подвески, т. е. передаточного соотношения в тормозном приводе. Тем самым создаются предпосылки для исключения блокировки задних колес и потери устойчивости по этой причине.

Наиболее ярко это проявляется у короткобазных автомобилей с высоким расположением центра масс. На рисунке представлена фотография, где запечатлено явление отрыва задних колес автомобиля-фургона от дорожного полотна в ходе первоначального «клевок», неоднократно зафиксированное автором статьи при испытании автомобиля на покрытии с высоким коэффициентом сцепления $\phi_{юз} = 0,73$ (взлетно-посадочная полоса аэродрома). При этом также фиксировалось касание ограничителей хода рессор передней подвески (пробой подвески).

Безусловно, такое явление может возникать у отдельных конструкций автомобилей при торможении на поверхности с высокими значениями коэффициента сцепления и больших величинах продольного замедления. Однако даже на легковых автомобилях с РТС при описании влияния технического состояния регулятора на курсовую устойчивость потребовался учет динамики изменения угла дифферента [4], не говоря уже о задачах формирования эксплуатационных свойств автомобиля с АБС за счет выбора структуры управления [3].



Явление отрыва заднего колеса автомобиля-фургона в процессе экстренного торможения на поверхности типа «сухой асфальтобетон»

Динамику движения кузова по углу дифферента можно описать с помощью дифференциального уравнения вида

$$''\lambda_n = (\Sigma R_{zp2} b_k - \Sigma R_{zp1} a_k - m_n h_k j_x) / J_{ky}, \quad (2)$$

где J_{ky} – момент инерции кузова вокруг поперечной оси; ΣR_{zp1} – суммарная нормальная реакция на соответствующей оси; h_k – высота центра поддрессоренных масс.

Динамика изменения величин нормальных реакций на колесах автомобиля в течение процесса торможения описывается следующей зависимостью

$$R_{zpj}^i = c_{pj} (z_{kj}^i - z_{aj}^i) + h_{pj} (\dot{z}_{kj}^i - \dot{z}_{aj}^i) + R_{z0j}, \quad (3)$$

где c_{pj} – нормальная жесткость упругого элемента, с учетом явления пробоя подвески (характерно для экстренного торможения); h_{pj} – демпфирование в амортизаторе; R_{z0j} – статическая нагрузка на колесе; z_{kj}^i – характеристики микропрофиля полотна дороги.

Из приведенной формулы вытекает важное следствие – изменение нормальных реакций в пятне контакта колес с дорогой R_{zpj}^i во многом определяется динамикой дифферента кузова (углом и скоростью его изменения), а также рядом других факторов: величиной неподрессоренных масс автомобиля, нормальной жесткостью и демпфированием в шине и т. п. В свою очередь, устойчивость автомобиля в режиме торможения во многом зависит от величины действующего в горизонтальной плоскости поворачивающего момента, который обусловлен неравномерностью действия тормозных механизмов (ГОСТ 51709–2001 в эксплуатации допускает 20 %-ю неравномерность для дисковых тормозов и 25 %-ю – для барабанных), поперечной неравномерностью коэффициента сцепления («микст»), самоповоротом управляемых колес в пределах податливости в элементах рулевого привода (зазоры и упругость в шарнирах), несоответствием кинематики подвески и рулевого управления, отклонением осей при крене кузова и т. п.

Из вышеперечисленного следует главный вывод – *реализованные в пятне контакта колес автомобиля нормальные реакции оказывают решающее влияние на курсовую устойчивость автомобиля при торможении*. Как частный случай можно рассматривать явление периодического блокирования и разблокирования колес автомобиля без АБС, наблюдаемое у груженого автомобиля с высоким расположением центра масс при изменении угла дифферента, что неоднократно фиксировалось в процессе дорожных испытаний [3, 4].

Поэтому заключение авторов работы [1] о том, что «при рассмотрении задач устойчивости движения автомобиля при торможении углы крена и тангажа (дифферента) кузова учитывать не нужно» можно воспринимать как частное заключение для определенной компоновки и конструкции подвески автомобиля или следствие некорректной обработки показаний датчиков при эксперименте. На последнее указывает полученное различие в углах дифферента для передней и задней частей кузова автомобиля, что возможно лишь при существенной его деформации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Балакина, Е. В. Нужно ли учитывать крен и дифферент кузова при оценке устойчивости движения АТС при торможении? / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 2. – С. 17–19.
2. Балакина, Е. В. Определение целесообразности учета углов дифферента кузова в задачах исследования устойчивости движения автомобиля / Е. В. Балакина // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2(89) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 5). – С. 5–9.
3. Ревин, А. А. Модель для исследования влияния технического состояния РТС на тормозную динамику легкового автомобиля / А. А. Ревин, А. М. Аванесян // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 12(85) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 4). – С. 115–117.
4. Ревин, А. А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения: монография / А. А. Ревин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2002. – 372 с.

УДК 656.113.

И. М. Рябов, Д. М. Ханин, М. М. Мамакурбанов

**РАСЧЕТ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ НА ПОВОРОТЕ АВТОМОБИЛЯ
С НЕЗАКРЕПЛЕННЫМ ГРУЗОМ В КУЗОВЕ**

**Волгоградский государственный технический университет
Махачкалинский филиал Московского автомобильно-дорожного
государственного технического университета (МАДИ)
(e-mail: ap@vstu.ru, mfmadi@ dagestan.ru)**

В статье приведена методика расчета критической скорости на повороте грузового автомобиля с незакрепленным грузом в кузове.

Ключевые слова: автомобиль, незакрепленный груз, критическая скорость.

In the article the technique of calculating the critical speed of the turn of the freight car with loose weight in the back of the.

Keywords: the car, a loose cargo, the critical speed.

При перевозке груза на поддонах в автофургонах его, как правило, не закрепляют. Это приемлемо когда груз занимает практически всю площадь пола кузова. Однако в случае неполного использования площади пола кузова и полного использования грузоподъемности автомобиля возможны различные варианты его размещения (рис. 1), которые имеют некоторые недостатки:

- при размещении поддонов с грузом в передней части кузова (рис. 1, а) возникает значительная перегрузка переднего моста;
- при размещении поддонов в средней части кузова (рис. 1, б) возможно опрокидывание груза при экстренном торможении;
- при размещении поддонов с грузом в один ряд в середине кузова (рис. 1, в) возможно опрокидывание груза на повороте.

Последний вариант размещения груза не имеет недостатков двух первых вариантов, но при его использовании нельзя на поворотах превышать критическую скорость по устойчивости груза. Поэтому определение критической скорости на повороте автомобиля с незакрепленным грузом в кузове представляет интерес.

Для определения критической скорости на повороте грузового автомобиля с незакрепленным грузом необходимо рассмотреть устойчи-

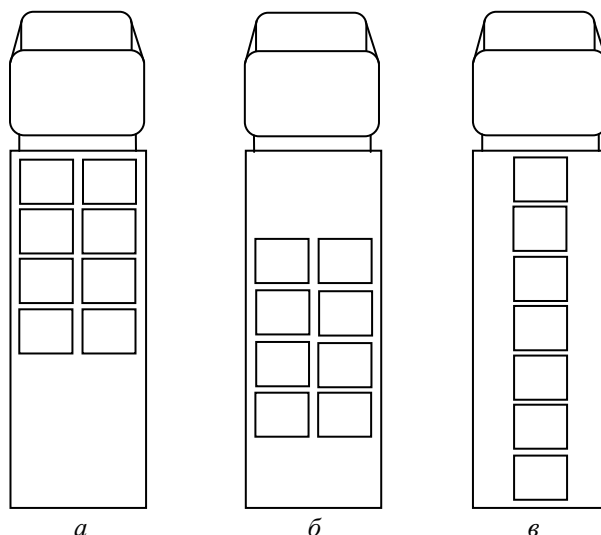


Рис. 1. Возможные варианты размещения поддонов в кузове автомобиля с учетом полного использования грузоподъемности и 60 %-го использования площади пола кузова: а – размещение поддонов в передней части кузова (перегрузка переднего моста); б – размещение поддонов в средней части кузова (возможно опрокидывание груза при экстренном торможении); в – размещение поддонов с грузом в один ряд в середине кузова (возможно опрокидывание груза при повороте)

вость груза с учетом крена кузова. Схема для определения коэффициента устойчивости незакрепленного груза с учетом крена кузова на повороте приведена на рис. 2.

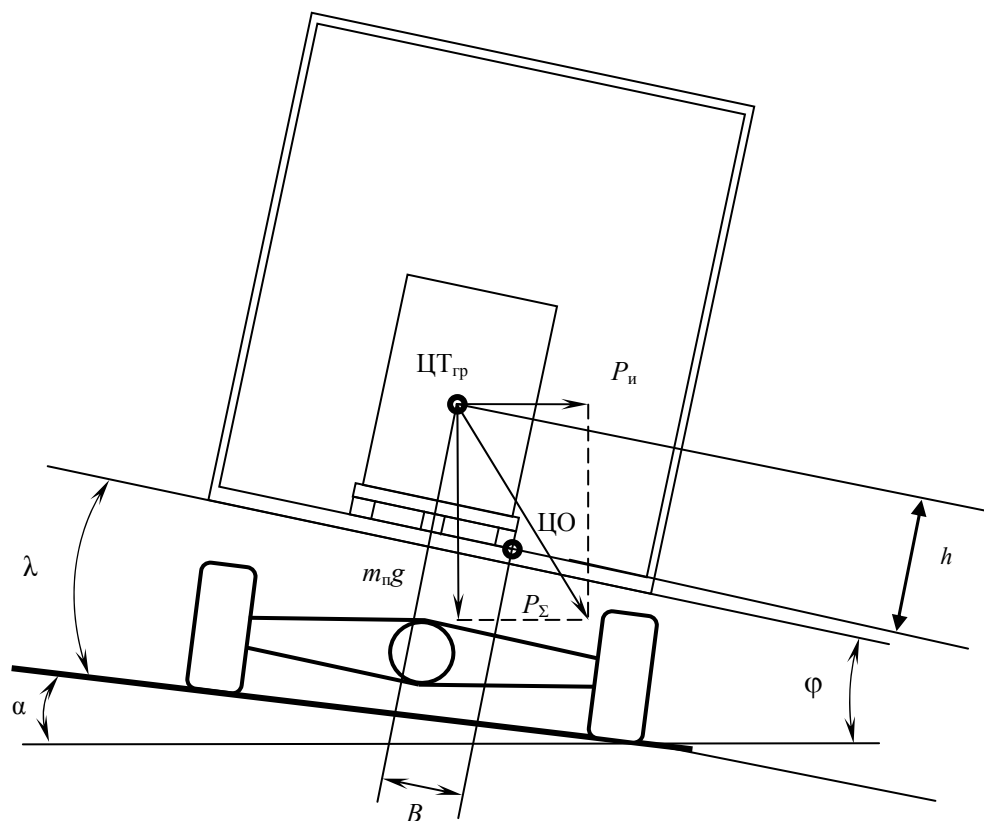


Рис. 2. Схема для определения коэффициента устойчивости незакрепленного груза с учетом крена кузова на повороте

При повороте возможно скольжение или опрокидывание груза [1]. Условие скольжения:

$$m_n g f_{\text{тр}} < P_{\text{и}}, \quad (1)$$

соответственно, условие отсутствия скольжения:

$$m_n g f_{\text{тр}} > P_{\text{и}}, \quad (2)$$

где m_n – масса поддона с грузом; g – ускорение свободного падения; $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения между поддоном и полом кузова; $P_{\text{и}}$ – центробежная сила инерции, действующая на груз.

Момент, опрокидывающий груз относительно центра опрокидывания (ЦО) с учетом крена кузова, можно определить по формуле

$$M_{\text{оп}} = P_{\text{и}} [h \cos \varphi + B \sin \varphi], \quad (3)$$

где h – высота центра масс груза от пола кузова; B – половина ширины поддона; $\varphi = \alpha + \lambda$ – угол крена кузова относительно горизонтальной плоскости; α – угол уклона поверхности дороги относительно горизонтальной плоскости; λ – угол крена кузова относительно поверхности дороги, который может быть рассчитан по формуле

$$\lambda = \arcsin \frac{R_{\text{бmax}} - R_{\text{бmin}}}{c_n \cdot B_p}, \quad (4)$$

где $R_{\text{бmax}}$ и $R_{\text{бmin}}$ – соответственно максимальная и минимальная нагрузки на рессоры бортов; c_n – угловая жесткость подвески с учетом стабилизатора поперечной устойчивости; B_p – расстояние между рессорами бортов.

Из равенства моментов, создаваемых центробежной силой инерции автомобиля P_y и силами, возникающими при деформации рессор, следует:

$$h_a P_y \cos \lambda = (R_{\text{бmax}} - R_{\text{бmin}}) B_p, \quad (5)$$

где h_a – высота расположения центра масс автомобиля.

Из формул (4) и (5) получим:

$$\lambda = \arctg \frac{h_a P_y}{c_n B_p^2}. \quad (6)$$

Момент, удерживающий груз от опрокидывания, создается весом груза и поддона:

$$M_y = G_n [B \cos \varphi - h \sin \varphi], \quad (7)$$

где G_n – вес груза и поддона ($G_n = m_n g$); B – половина ширины поддона.

Введем показатель устойчивости груза в кузове

$$\delta = \frac{M_y}{M_{\text{оп}}} = \frac{G_n}{P_{\text{и}}} \cdot \frac{\frac{B}{h} \cos \varphi - \sin \varphi}{\cos \varphi + \frac{B}{h} \sin \varphi}. \quad (8)$$

Положение груза в кузове устойчиво, когда этот показатель больше единицы.

Отношение плеч удерживающего и опрокидывающего груз моментов в автомобиле, стоящем на горизонтальной поверхности, $B/h = \eta_0$ является коэффициентом поперечной устойчивости груза в кузове [1]. Тогда, при наличии крена кузова автомобиля, вызванного центробежной силой инерции на повороте связь между показателем устойчивости и коэффициентом поперечной устойчивости определится выражением:

$$\delta = \frac{G_n}{P_{\text{и}}} \cdot \frac{\eta_0 \cos \varphi - \sin \varphi}{\cos \varphi + \eta_0 \sin \varphi} = \frac{g}{j_a} \cdot \frac{\eta_0 - \operatorname{tg} \varphi}{1 + \eta_0 \operatorname{tg} \varphi}, \quad (9)$$

где j_a – центростремительное ускорение автомобиля.

Из выражения (5) выделим коэффициент

$$\eta = \frac{\eta_0 - \operatorname{tg} \varphi}{1 + \eta_0 \operatorname{tg} \varphi}, \quad (10)$$

являющийся коэффициентом устойчивости груза в кузове при крене кузова.

Графики, построенные по формуле (10), приведены на рис. 3.

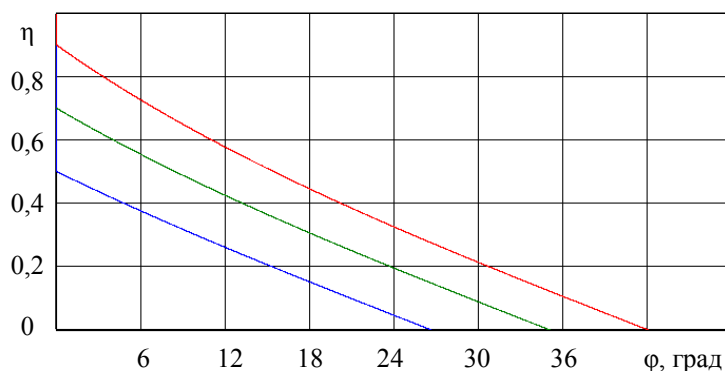


Рис. 3. Зависимость коэффициента устойчивости груза в кузове при крене кузова от угла крена кузова (с учетом уклона дороги $\alpha = 3$ градуса) при различных значениях коэффициента поперечной устойчивости груза

Из рис. 3 видно, что коэффициент устойчивости груза в кузове уменьшается пропорционально росту угла крена кузова относительно горизонтальной плоскости.

Поперечная сила инерции, действующая на автомобиль на повороте [2],

$$P_y = \frac{G_a}{g} \left(\frac{v_a^2}{3,6^2 R} + \xi \frac{L}{R} \frac{dv_a}{dt} + \xi \frac{v_a}{3,6} \frac{L^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right), (11)$$

где G_a – вес автобуса; $\xi = \frac{b}{L}$ – коэффициент расположения центра масс; b – расстояние от ЦМ автомобиля до заднего моста; L – база автомобиля; v_a – скорость автомобиля; R – радиус поворота автомобиля; θ – средний угол поворота управляемых колес.

Поскольку рассматривается равномерное движение по окружности, то $\frac{dv_a}{dt} = 0$ и $\frac{d\theta}{dt} = 0$. Тогда

$$\eta = \frac{j_a}{g} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \varphi) = \frac{P_y}{m_a g} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \varphi), (12)$$

где m_a – масса автомобиля.

$$\eta = \frac{v_a^2}{3,6^2 R g} \cdot \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \varphi). (13)$$

Отсюда уравнение для определения критической скорости на повороте

$$v_{a \text{ кр}}^2 - 3,6^2 R g \eta \operatorname{ctg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \varphi) = 0, (14)$$

и общее решение этого уравнения

$$v_{a \text{ кр}} = 3,6 \sqrt{R g \eta \operatorname{ctg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \varphi)}. (15)$$

Таким образом, получена формула для расчета критической скорости на повороте для автомобиля с незакрепленным грузом в кузове.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Литвинов, А. С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А. С. Литвинов, Я. Н. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.: ил.
2. Зимелев, Г. В. Теория автомобиля / Г. В. Зимелев. – Военное издательство министерства обороны союза ССР, 1957. – 455 с.

С. В. Солоденков, К. И. Лютин, В. Д. Тураев

**ОЦЕНКА ЗОНЫ НЕЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ
В ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ ПОСТОЯННОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ
С МЕСТНОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ**

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tig@vstu.ru)

В статье оценивается зона неустойчивости частоты вращения выходного вала гидромеханической системы постоянной частоты вращения, разработанной ранее.

Ключевые слова: гидромеханическая система постоянной частоты вращения, зона неустойчивости.

The article evaluates the area of instability of output shaft speed hydromechanical system constant frequency speed, developed earlier.

Keywords: hydromechanical system constant frequency, area of instability.

В работах [1–14] описана гидромеханическая система постоянной частоты вращения (ГСПЧВ), предназначенная для привода генератора переменного тока на транспортных средствах, а также разработанный авторами способ [9] повышения устойчивости этой системы в виде местной гидравлической обратной связи (ГОС). Установка указанной ГОС в гидравлическом контуре управления (ГКУ) исходной гидромеханической системы постоянной частоты вращения позволяет эффективно использовать ГСПЧВ на наземных транспортных машинах, на которых наблюдаются намного

более резкие, чем в авиации и железнодорожном транспорте, возмущения системы со стороны единого приводного двигателя транспортного средства.

В исходной ГСПЧВ движение поршня гидроцилиндра управления (ГЦУ), т. е. регулирующие воздействие на объект регулирования, начинается в момент смещения его управляющего золотника из нейтрального положения, потому что абсолютная величина разности давлений в полостях ГЦУ $|p_1 - p_2|$ сразу же становится равной $|p_n - p_{сл}|$ (p_n – давление питания,

$p_{\text{сл}}$ – давление в сливной магистрали ГКУ) [5, 6, 8]. Таким образом, исходная ГСПЧВ без ГОС имеет нулевой наклон статистической характеристики и является астатичной.

Совсем иная картина процессов наблюдается при начальном смещении золотника в ГСПЧВ с ГОС. В этом случае поршень гидроцилиндра управления будет находиться в покое при смещении золотника до тех пор, пока абсолютная величина разности давлений в полостях гидроцилиндра не возрастет до значения:

$$|p_{1н} - p_{2н}| = \frac{P_{\text{тр}}}{F_{\text{ц}}}, \quad (1)$$

где $p_{1н}, p_{2н}$ – значения давлений в полостях гидроцилиндра, при которых начинается движение поршня; $P_{\text{тр}}$ – сила сухого трения в ГЦУ; $F_{\text{ц}}$ – рабочая площадь поршня ГЦУ.

До достижения указанной разности давлений поршень гидроцилиндра управления будет находиться в покое, даже если управляющий золотник находится не в нейтральном положении, а будет смещен на какую-то величину x_n от него. Расход рабочей жидкости через золотниковый распределитель при этом смещении x_n равен расходу жидкости через канал ГОС.

Таким образом, отклонение управляющего золотника от нейтрального положения внутри зоны $\pm x_n$ не вызывает перемещения поршня гидроцилиндра управления, который осуществляет регулирующее воздействие на объект регулирования. Следовательно, при введении ГОС в ГСПЧВ образуется определенная зона нечувствительности $\pm x_n$ контура управления системы.

Этой зоне нечувствительности соответствует определенная нестабильность частоты вращения выходного вала системы δ_{ω_r} . Нестабильность частоты вращения вала генератора δ_{ω_r} в % от номинальной частоты вращения $\omega_r^{\text{ном}}$ можно определить из уравнения движения управляющего золотника с учетом действующего на него усилия поршня ГОС [12, 13, 14], записанного для условий статики, если известны величины $x_n, p_{1н}, p_{2н}$.

Значение x_n можно найти из уравнений неразрывности потока рабочей жидкости в контуре управления ГСПЧВ с ГОС [6, 8], записанных для статического режима работы системы:

при $x > 0$

$$k_3 x \sqrt{p_n - p_1} = k_o \sqrt{p_1 - p_2}; \quad (2)$$

$$k_3 x \sqrt{p_2 - p_{\text{сл}}} = k_o \sqrt{p_1 - p_2}, \quad (3)$$

при $x < 0$

$$k_3 x \sqrt{p_1 - p_{\text{сл}}} = k_o \sqrt{p_1 - p_2}; \quad (4)$$

$$k_3 x \sqrt{p_n - p_2} = k_o \sqrt{p_1 - p_2}, \quad (5)$$

где k_3 – удельная проводимость окон управляющего золотника; k_o – удельная проводимость дроссельного отверстия в поршне ГОС.

При раскрытии скобок модуля в уравнениях (2), (3), (4), (5) необходимо учитывать, что при любых режимах работы ГСПЧВ

$$\text{Sign } x = \text{Sign}(p_1 - p_2). \quad (6)$$

После необходимых преобразований из указанных уравнений можно получить выражение для x_n :

$$x_n = \pm \frac{k_o^2}{k_3^2} \sqrt{\frac{2|p_{1н} - p_{2н}|}{p_n - p_{\text{сл}} - |p_{1н} - p_{2н}|}}. \quad (7)$$

С учетом соотношения (1) выражение (7) приобретает вид

$$x_n = \pm \frac{k_o^2}{k_3^2} \sqrt{\frac{2P_{\text{тр}} / F_{\text{ц}}}{p_n - p_{\text{сл}} - P_{\text{тр}} / F_{\text{ц}}}}. \quad (8)$$

Расчеты, проведенные по формуле (8), показывают, что для исследуемой ГСПЧВ мощностью 4 кВт с ГОС $x_n = \pm 9,25 \cdot 10^{-5}$ м.

Значения давлений в полостях гидроцилиндра уравнения $p_{1н}$ и $p_{2н}$, при которых начинается движение поршня, находятся из уравнений (2), (3), (4), (5). После необходимых преобразований получим:

$$p_{1н} = \frac{p_n(k_3^2 x_n^2 + k_o^2) + k_o^2 p_{\text{сл}}}{(k_3^2 x_n^2 + 2k_o^2)}; \quad (9)$$

$$p_{2н} = \frac{[p_n(k_3^2 x_n^2 + k_o^2) + k_o^2 p_{\text{сл}}] \cdot (k_3^2 x_n^2 + k_o^2)}{(k_3^2 x_n^2 + 2k_o^2)k_o^2} - \frac{k_3^2 x_n^2}{k_o^2} p_n. \quad (10)$$

Прделав расчеты по формулам (9) и (10), находим, что для исследуемой ГСПЧВ с ГОС $p_{1н} = 107499,9$ Па и $p_{2н} = 101523,1$ Па.

Численный расчет по уравнению движения управляющего золотника [12, 13, 14], записанному в статическом виде при найденных значениях $x_n, p_{1н}$ и $p_{2н}$ показывает, что нестабильность частоты вращения вала генератора со-

ставляет 0,7 % от $\omega_r^{\text{ном}} = 314,16 \text{ рад/с}$ ($\omega_r^{\text{ном}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$).

Таким образом, разработанная ГОС является практически гибкой и можно считать, что ГСПЧВ с ГОС астатична и имеет нулевой наклон статической характеристики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Солоденков, С. В. Результаты исследования способов повышения устойчивости гидромеханической системы постоянной скорости / С. В. Солоденков, Ю. Н. Лаптев, Е. А. Дьячков. – Волгоград, 1993. Деп в ЦНИТЭИ тракторсельхозаш 13.07.93. № 712-ТС.

2. Попов, Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учеб. для вузов / Д. Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.

3. Солоденков, С. В. Исследование математической модели гидромеханической системы постоянной скорости на устойчивость / С. В. Солоденков, Ю. Н. Лаптев // Тез. докл. IV всес. науч. конф. «Автоматизация поискового конструирования и подготовка инженерных кадров», 8–10 сентября 1987. – Волгоград: ВолгПИ, 1987. – Т. 1. – С. 110.

4. Солоденков, С. В. Исследование устойчивости гидромеханической системы постоянной скорости и способы ее повышения / С. В. Солоденков, Ю. Н. Лаптев // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. – 1989. – Вып. 4. – С. 93.

5. Солоденков, С. В. Анализ устойчивости гидромеханического привода постоянной частоты вращения наземной транспортной машины / С. В. Солоденков, Д. А. Поляков // Межвуз. сб. науч. тр. «Наземные транспортные системы». – Волгоград: ВолгГТУ, 2000. – С. 59–64.

6. Математическая модель гидромеханической системы постоянной частоты вращения и некоторые результаты ее исследования / С. В. Солоденков, А. С. Горобцов, В. Д. Зорин, М. Д. Селезнев // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 3 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2004. – (Серия «Транспортные наземные системы»; вып. 1). – С. 125–128.

7. Определение границы устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения наземной транспортной машины по ее линейной математической

модели / С. В. Солоденков, А. С. Горобцов, В. Д. Зорин, Д. А. Мелехов // Матер. междунар. науч.-практ. конф. «Прогресс транспортных средств и систем–2005», 20–23 сентября 2005. – Волгоград: ВолгГТУ, 2005. – Ч. 2. – С. 435, 436.

8. Солоденков, С. В. Математическая модель гидромеханической системы постоянной частоты вращения / С. В. Солоденков, А. С. Горобцов, К. И. Лютин // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 8. – С. 21–24.

9. А.с. 119622 СССР, МПК G 05 D 13/22. Центробежный регулятор скорости / Солоденков С. В., Лаптев Ю. Н.; заявитель Волгоградский политехнический ин-т. – №3755528; заявл. 22.06.1984; опубл. 07.12.1985.

10. Солоденков, С. В. Разработка и исследование устройств пневмогидроавтоматики, повышающих устойчивость систем автоматического управления / С. В. Солоденков // Тез. докл. VI всесоюз. симпозиума по пневматическим (газовым) приводам и системам управления (с междунар. участием). – М.: Тула: 1991. – С. 93.

11. Лаптев, Ю. Н. Расчет оптимизации корректирующих устройств приводов постоянной частоты вращения / Ю. Н. Лаптев, С. В. Солоденков // Тез. докл. науч.-техн. конф. «Промышленная гидравлика и пневматика». – Киев: РДЭНТД, 1992.

12. Солоденков, С. В. Задача повышения устойчивости гидродинамических систем постоянной частоты вращения / С. В. Солоденков, К. В. Приходьков // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 8 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2007. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 2). – С. 29–32.

13. Бондаренко, А. В. Повышение устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения при помощи гидравлической обратной связи / А. В. Бондаренко, С. В. Солоденков // Матер. IV межвуз. науч.-практ. конф. мол. уч. и студ. «Теория, практика и перспективы развития современного сервиса. (Автосервис: техника, технологии, материалы)», 12–13 марта 2009. – Волгоград: Волгогр. филиал ФГОУ ВПО «Рос. гос. ун-т туризма и сервиса», 2009. – С. 43–47.

14. Для повышения устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения / С. В. Солоденков, К. И. Лютин, А. С. Горобцов, С. С. Фоменко // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 2. – С. 14–16.

Е. И. Тескер, В. Ю. Тараненко

ВНУТРЕННЯЯ ДИНАМИКА СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: agromash-vlg@rambler.ru)

В статье рассмотрены исследования факторов, влияющих на динамическую нагруженность зубчатых колес коробок перемены передач гусеничных тракторов.

Ключевые слова: зубья, колебания, динамическая нагрузка.

The article discusses a study on factors affecting the dynamic encumbrance of gear boxes transmission tracked tractors.

Keywords: teeth, the vibrations, the dynamic load.

Известные модели, описывающие динамические процессы, вызванные переацеплением зубьев, можно классифицировать по следующим типам:

- одиночный удар зубчатых колес, обусловленный погрешностью шага зацепления (ударная модель);
- кромочное взаимодействие зубьев, обу-

словленное той же погрешностью (кромочная модель);

– параметрическое возбуждение динамических нагрузок, обусловленное периодическим изменением жесткости зацепления;

– кинематическое возбуждение, вызываемое периодическими погрешностями зубчатых колес;

– виброударные колебания зубчатых колес, вызванные боковыми зазорами между зубьев (виброударная модель).

Основными возбуждающими факторами при переацеплении являются погрешность шага зацепления и дискретное нагружение зубьев. Постоянная погрешность шага зацепления действует в течение всего времени нахождения пары зубьев в зацеплении с учетом того, что имеет место кромочное взаимодействие зубьев на входе и выходе из зацепления, а также перио-

дическое изменение мгновенного передаточного отношения зубчатой пары. Дискретный характер нагружения связан прежде всего с внезапным приложением и снятием нагрузки на зубе при входе и выходе из зацепления.

Экспериментальными исследованиями установлено [1], что нагрузка на зубьях силовых передач в резонансных режимах, в зависимости от условий эксплуатации, увеличивалась в 1,75...3 раза, по сравнению со статическими нагрузками. С увеличением погрешности шага резонансная частота крутильных колебаний зубчатых колес смещается в сторону меньшей скорости вращения.

В работе [2] были проведены исследования факторов, влияющих на динамическую нагруженность зубчатых колес коробок перемены передач гусеничных тракторов. Полученные при этом результаты, приведены на рис. 1–2.

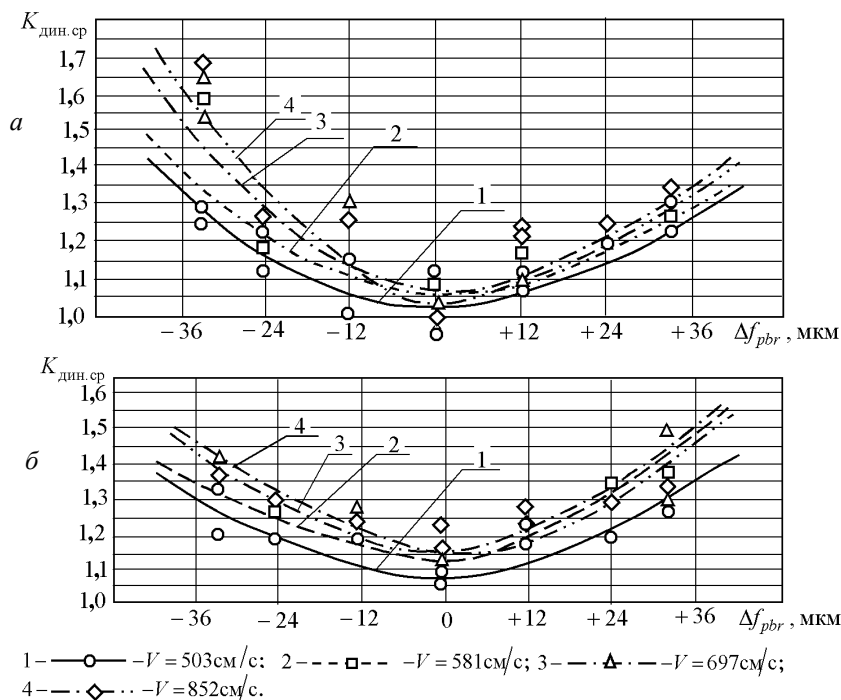


Рис. 1. Влияние Δf_{pbr} на $K_{дин.сп.}$:
а – $M_{кр.ст} = 35$ кгс·м; б – $M_{кр.ст} = 60$ кгс·м [14]

Из графиков видно, что существенное влияние на динамическую нагруженность оказывают погрешности шага f_{pbr} , диаметрального зазора в сопряжении «вал – шестерня», скорость вращения шестерни V и передаваемый крутящий момент $M_{кр.ст}$.

Очевидно, что для повышения достоверности и точности расчетов несущей способности зубчатых передач необходимо совместное изучение процессов формирования динамических

нагрузок, вызванных резко-переменным характером изменения эксплуатационных нагрузок самоходных машин и внутренней динамикой передач зацеплением.

В процессе эксплуатации механических систем в результате износа происходят необратимые изменения зазоров сопряжений и геометрии контактируемых поверхностей силовых элементов приводов, что существенно влияет на условия формирования и величину динами-

ческих нагрузок. Изменение технического состояния приводов и трансмиссий сопровождается также изменением вибрационных характеристик. Влияние дефектов основных силовых

элементов (подшипниковых опор и зубчатых колес) на динамическую нагруженность приводов и трансмиссий выявляется методами вибродиагностики.

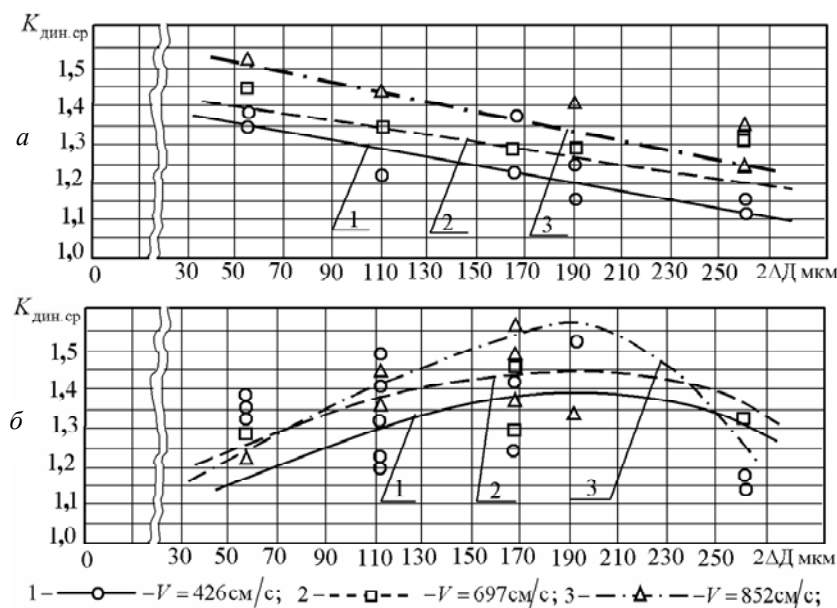


Рис. 2. Влияние диаметрального зазора на $K_{\text{дин.ср}}$:
а — $M_{\text{кр.ст}} = 20 \text{ кгс}\cdot\text{м}$; б — $M_{\text{кр.ст}} = 35 \text{ кгс}\cdot\text{м}$

В общем случае на вибрационные характеристики оказывают влияние три группы факторов: нелинейная жесткость подшипников, дефекты изготовления и сборки, дефекты эксплуатации в виде усталостного разрушения (питтинга), износа, изменения зазоров, посадок, геометрических характеристик и режима смазки.

Разрушение (питтинг) рабочих поверхностей влияет на характер вибрации во всем частотном диапазоне, поскольку контактное взаимодействие поверхностей, имеющих дефекты, а также разрушение масляной пленки приводят к возникновению ударов, которые выявляются по интенсивности высоких гармоник и увеличению случайных составляющих в сигнале вибрации. Дефекты износа проявляются только на этапах длительной эксплуатации.

Выше было показано, что динамическая нагруженность зубчатых передач вызывается погрешностями изготовления и монтажа, а также периодическим изменением жесткости зубьев по фазе зацепления.

Погрешности изготовления зубьев характеризуются кинематической погрешностью (погрешность шага), погрешностью профилей зубьев, а также погрешностями монтажа. Влияние отмеченных дефектов при диагностике вы-

является измерением вибрационных характеристик, по результатам которых можно судить об эксплуатационной динамической нагруженности привода.

Периодическое изменение жесткости зубьев и погрешности шага вызывают появление вибраций зубчатой передачи, колебаний на зубцовой частоте и ее гармониках, при этом частота колебаний определяется соотношением:

$$f_z = z_1 f_1 = z_2 f_2,$$

где z_1 и z_2 — числа зубьев и f_{r1}, f_{r2} — частоты вращения сопряженных колес.

Переменная (накопленная) погрешность в шаге зацепления и нарушение соосности вызывают вибрации практически на всех частотах вращения валов.

При интенсивном износе зубчатых колес нарушаются микро и макрогеометрия контактируемых зубьев, изменяются геометрические характеристики профилей зубьев, увеличивается шаг зацепления, что приводит к ударному режиму возбуждения вибраций и к росту спектральных составляющих гармонического ряда частот, кратных частоте зацепления ($k f_z$), а также появлению промежуточных частотных составляющих (f_m) и перераспределению энергии на высоких частотах.

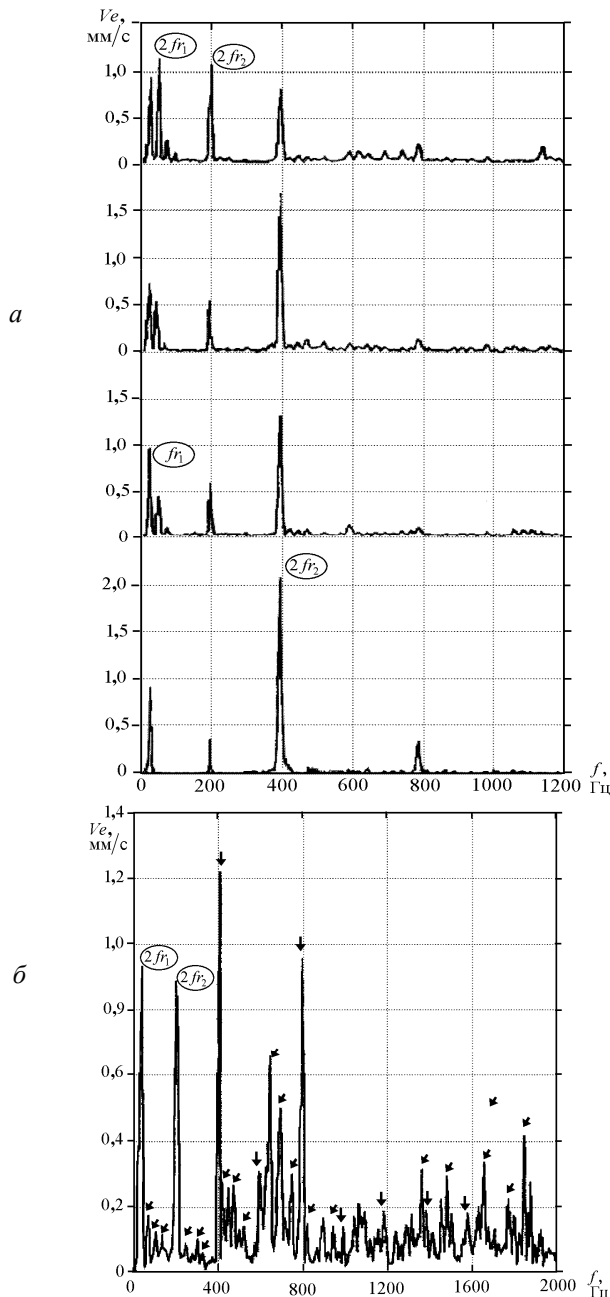


Рис. 3. Спектры вибраций (продолжение):
 а – при погрешности расположения осей; б – при увеличении бокового зазора

Кроме того, появление дефектов в виде ямок выкрашивания приводит к увеличению деформации зубьев и флуктуации давления смазки в упругодинамическом контакте.

Эти явления также вызывают увеличение динамической нагруженности, которое проявляется по увеличению амплитуд гармоник kf_r , росту амплитуд комбинационных частот $mf_z \pm mf_r$ и «промежуточных» частот $(f_m + f_m \pm nf_r)$.

В ряде случаев в процессе эксплуатации зубчатых колес возникает явление заедания. При заедании происходит разрыв масляной пленки и интенсивный адгезионный износ зубьев.

На рис. 3 показаны спектры вибрации, иллюстрирующие динамическую нагруженность зубчатых передач, вызванную различными видами повреждений зубьев в условиях эксплуатации.

Таким образом, питтинг и изменение геометрии в результате изнашивания существенно влияют на нагруженность силовых элементов, что необходимо учитывать при расчетах долговечности приводов и трансмиссий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Айрапетов, Э. П. Состояние и перспективы развития методов расчета нагруженности и прочности передач зацеплением: методические материалы / Э. П. Айрапетов. – Ижевск: ИжГТУ, 2000. – 116 с.
2. Кане, М. М. Технологическое обеспечение качества высоконагруженных передач с эвольвентными цилиндрическими зубчатыми колесами: дис. ... д-р. техн. наук / М. М. Кане. – Минск, 1997.
3. Ширман, А. Ч. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А. Ч. Ширман, А. Б. Соловьев. – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.

УДК 629.113

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

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ АЛГОРИТМА ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ
ЖЕСТКОСТЬЮ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА В ОДНОМАССОВОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЕ**

Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: chernykv@rambler.ru)

В статье представлено обоснование алгоритма оптимального управления жесткостью упругого элемента в одномассовой колебательной системе с целью минимизации вертикальных перемещений подрессоренной массы.

Ключевые слова: одномассовая колебательная система, жесткость упругого элемента, оптимальное управление.

The article presents the rationale of the algorithm of optimal control of the stiffness of the elastic element in the single-mass oscillation system to minimize the vertical displacement of the sprung mass.

Keywords: single-mass oscillation system, stiffness of the elastic element, optimal control.

Рассмотрим линейную одномассовую одноопорную колебательную систему с кинематическим возмущением, расчетная схема которой представлена на рис. 1.

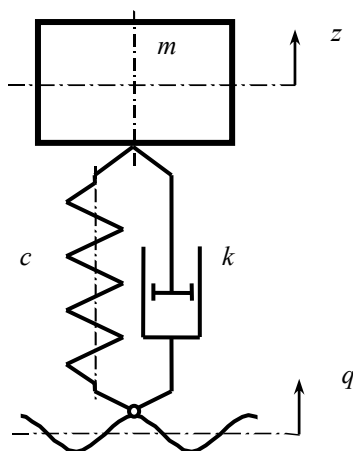


Рис. 1. Расчетная схема линейной одноопорной колебательной системы при кинематическом возмущении: m – поддрессоренная масса; k – коэффициент сопротивления амортизатора; c – жесткость пружины; z – перемещение поддрессоренной массы; q – перемещение возмущающего основания (профиль дороги)

Динамика такой системы описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c(z - q - x_{\text{ст}}) + mg = 0, \quad (1)$$

$$\text{или } \ddot{z} + 2h(\dot{z} - \dot{q}) + \omega_0^2(z - q - x_{\text{ст}}) + g = 0. \quad (2)$$

В формуле (2) h – коэффициент относительного сопротивления амортизатора ($h = k/2m$); ω_0 – собственная частота подвески ($\omega_0 = \sqrt{c/m}$), g – ускорение свободного падения, $x_{\text{ст}} = \frac{mg}{c}$ – статическая деформация подвески.

Рассмотрим работу пружины (упругого элемента) в этой системе. Можно выделить три вида работы пружины (упругого элемента):

$A_{\text{пр}}^q$ – работы пружины (упругого элемента)

по координате q ;

$A_{\text{пр}}^z$ – работы пружины (упругого элемента)

по координате z ;

$A_{\text{пр}}^x$ – работы пружины (упругого элемента)

по координате $x_{\text{ст}} = z - q$:

$$A_{\text{пр}}^x = A_{\text{пр}}^z - A_{\text{пр}}^q, \quad (3)$$

где x – деформация подвески относительно ее статической деформации при колебаниях поддрессоренной массы (колебания $x(t)$ – колебания поддрессоренной массы относительно профиля дороги или относительные колебания).

Для определения этих работ используем интегралы:

$$A_{\text{пр}}^q = \int F_{\text{пр}} dq, \quad A_{\text{пр}}^z = \int F_{\text{пр}} dz, \quad A_{\text{пр}}^x = \int F_{\text{пр}} dx, \quad (4)$$

где $F_{\text{пр}}$ – усилие пружины (упругого элемента).

С учетом того, что $F_{\text{пр}} = c(z - q - x_{\text{ст}}) = c(x - x_{\text{ст}})$, $dq = \dot{q} dt$, $dz = \dot{z} dt$, $dx = \dot{x} dt$, получим:

$$A_{\text{пр}}^q = \int c(x - x_{\text{ст}}) \dot{q} dt, \quad A_{\text{пр}}^z = \int c(x - x_{\text{ст}}) \dot{z} dt, \\ A_{\text{пр}}^x = \int c(x - x_{\text{ст}}) \dot{x} dt. \quad (5)$$

Поскольку пружина является консервативным элементом, ее работа по координате $x_{\text{ст}} = z - q$ за цикл деформации (например, от статической деформации до статической деформации) равна нулю. Рассмотрим это на примере установившихся колебаний при синусоидальном возмущении по закону

$$q = q_0 \sin \omega t, \quad (6)$$

где q_0 – амплитуда возмущения; ω – частота возмущения. В этом случае в установившемся режиме абсолютные и относительные колебания поддрессоренной массы также имеют синусоидальный характер:

$$z = z_0 \sin(\omega t + \beta_z), \quad (7)$$

$$x = x_0 \sin(\omega t + \beta_x), \quad (8)$$

где z_0 и x_0 – амплитуды соответственно абсолютных и относительных колебаний поддрессоренной массы; β_z и β_x – фазовые сдвиги абсолютных и относительных колебаний поддрессоренной массы относительно кинематического возмущения.

Амплитуды q_0 , z_0 и x_0 связаны между собой соотношениями

$$x_0 = q_0 \frac{\iota^2}{\sqrt{(1 - \iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}}, \\ z_0 = q_0 \sqrt{\frac{1 + 4\psi^2 \iota^2}{(1 - \iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}}, \\ x_0 = z_0 \frac{\iota^2}{\sqrt{1 + 4\psi^2 \iota^2}}. \quad (9)$$

Фазовые сдвиги колебаний

$$\beta_z = -\arctg \frac{2\psi \iota^3}{1 - \iota^2 + 4\psi^2 \iota^2}, \quad \beta_x = -\arctg \frac{2\psi \iota}{1 - \iota^2}. \quad (10)$$

Здесь $\psi = h/\omega_0$ – относительный коэффициент затухания, $\iota = \omega/\omega_0$ – относительная частота возмущения.

На основании формул (5) получены следующие выражения для определения работы пружины:
– работа пружины по координате q :

$$\begin{aligned} A_{\text{np}}^q &= \int c(x - x_{\text{cr}}) \dot{q} dt = c x_0 q_0 \omega \int \sin(\omega t + \beta_x) \cos \omega t dt - c x_{\text{cr}} q_0 \omega \int \cos \omega t dt = \\ &= -c x_0 q_0 \frac{1}{2\sqrt{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}} \left(2\psi \iota \omega t + \frac{1}{2} \left[(1-\iota^2) \cos 2\omega t + 2\psi \iota \sin 2\omega t \right] \right) - c x_{\text{cr}} q_0 \sin \omega t = \\ &= -c x_0^2 \frac{1}{2\iota^2} \left(2\psi \iota \omega t + \frac{1}{2} \left[(1-\iota^2) \cos 2\omega t + 2\psi \iota \sin 2\omega t \right] \right) - c x_{\text{cr}} x_0 \frac{\sqrt{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}}{\iota^2} \sin \omega t, \end{aligned} \quad (11)$$

– работа пружины по координате z :

$$\begin{aligned} A_{\text{np}}^z &= \int (cx - cx_{\text{cr}}) \dot{z} dt = \int c x_0 \sin(\omega t + \beta_x) z_0 \omega \cos(\omega t + \beta_z) dt - \int c x_{\text{cr}} z_0 \omega \cos(\omega t + \beta_z) dt = \\ &= -c x_0 z_0 \frac{1}{2\sqrt{1+4\psi^2 \iota^2}} \left(2\psi \iota \omega t + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2} \left[((1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2 - 8\psi^2 \iota^4) \cos 2\omega t + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + 2\psi \iota (1-\iota^4 + 4\psi^2 \iota^2) \sin 2\omega t \right] \right) - \\ &\quad - c x_{\text{cr}} z_0 \frac{1}{\sqrt{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2} \sqrt{1+4\psi^2 \iota^2}} \left((1-\iota^2 + 4\psi^2 \iota^2) \sin \omega t - 2\psi \iota^3 \cos \omega t \right) = \\ &= -c x_0^2 \frac{1}{2\iota^2} \left(2\psi \iota \omega t + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2} \left[((1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2 - 8\psi^2 \iota^4) \cos 2\omega t + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + 2\psi \iota (1-\iota^4 + 4\psi^2 \iota^2) \sin 2\omega t \right] \right) - \\ &\quad - c x_{\text{cr}} x_0 \frac{1}{\iota^2 \sqrt{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}} \left((1-\iota^2 + 4\psi^2 \iota^2) \sin \omega t - 2\psi \iota^3 \cos \omega t \right), \end{aligned} \quad (12)$$

– работа пружины по координате x :

$$\begin{aligned} A_{\text{np}}^x &= \int c(x - x_{\text{cr}}) \dot{x} dt = c x_0 q_0 \omega \int \sin(\omega t + \beta_x) \cos \omega t dt - c x_{\text{cr}} q_0 \omega \int \cos \omega t dt = \\ &= c x_0 q_0 \frac{1}{4\sqrt{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}} \left[(1-\iota^2) \cos 2\omega t + 2\psi \iota \sin 2\omega t \right] + c x_{\text{cr}} q_0 \sin \omega t - \\ &\quad - c x_0 z_0 \frac{1}{4((1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2) \sqrt{1+4\psi^2 \iota^2}} \left[((1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2 - 8\psi^2 \iota^4) \cos 2\omega t + \right. \\ &\quad \left. + 2\psi \iota (1-\iota^4 + 4\psi^2 \iota^2) \sin 2\omega t \right] - \\ &\quad - c x_{\text{cr}} z_0 \frac{1}{\sqrt{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2} \sqrt{1+4\psi^2 \iota^2}} \left((1-\iota^2 + 4\psi^2 \iota^2) \sin \omega t - 2\psi \iota^3 \cos \omega t \right) = \\ &= c x_0^2 \frac{1}{4\iota^2} \left[(1-\iota^2) \cos 2\omega t + 2\psi \iota \sin 2\omega t \right] + c x_{\text{cr}} x_0 \frac{\sqrt{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}}{\iota^2} \sin \omega t - \\ &\quad - c x_0^2 \frac{1}{4\iota^2 ((1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2)} \left[((1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2 - 8\psi^2 \iota^4) \cos 2\omega t + \right. \\ &\quad \left. + 2\psi \iota (1-\iota^4 + 4\psi^2 \iota^2) \sin 2\omega t \right] - \\ &\quad - c x_{\text{cr}} x_0 \frac{1}{\iota^2 \sqrt{(1-\iota^2)^2 + 4\psi^2 \iota^2}} \left((1-\iota^2 + 4\psi^2 \iota^2) \sin \omega t - 2\psi \iota^3 \cos \omega t \right). \end{aligned} \quad (13)$$

По этим выражениям получены следующие формулы для работ за цикл установившихся колебаний:

– работа пружины по координате q :

$$A_{\text{пр}}^q = -cx_0 q_0 \pi \frac{2\psi l}{\sqrt{(1-t^2)^2 + 4\psi^2 t^2}} = -cx_0^2 \pi \frac{2\psi l}{t^2}, (14)$$

– работа пружины по координате z :

$$A_{\text{пр}}^z = -cx_0 q_0 \pi \frac{2\psi l}{\sqrt{(1-t^2)^2 + 4\psi^2 t^2}} = -cx_0^2 \pi \frac{2\psi l}{t^2}, (15)$$

– работа пружины по координате x :

$$A_{\text{пр}}^x = 0. (16)$$

Равенство правых частей формул (14) и (15) означает, что полученная пружиной от возбудителя колебаний энергия за цикл полностью передается ей подрессоренной массе. Поэтому за цикл колебаний полная работа пружины равна нулю (формула (16)).

Однако в цикле колебаний существуют моменты времени, когда пружина не забирает энергию от возбудителя колебаний, а отдает ее ему, а также моменты времени, когда пружина не отдает энергию подрессоренной массе, а забирает у нее энергию колебаний. Первый случай соответствует моментам времени, когда $c(x - x_{\text{ст}})\dot{q} > 0$, а второй случай – моментам времени, когда $(cx - cx_{\text{ст}})\dot{z} > 0$.

Второй случай интересен тем, что при условии $(cx - cx_{\text{ст}})\dot{z} > 0$, пружина совершает полезную работу по сопротивлению перемещению подрессоренной массы, а при условии $(cx - cx_{\text{ст}})\dot{z} < 0$ пружина выполняет работу по усилению колебаний подрессоренной массы. Поэтому снижение жесткости пружины при выполнении условия $(cx - cx_{\text{ст}})\dot{z} < 0$ приведет к уменьшению амплитуд колебаний подрессоренной массы.

Для подтверждения правильности найденного алгоритма управления жесткостью подвески с целью снижения амплитуд колебаний используем принцип максимума Л. С. Понтрягина.

В соответствии с принципом максимума Л. С. Понтрягина [1] предположим, что состояние подрессоренной массы m в каждый момент времени характеризуется действительными числами z_1 и z_2 , причем векторное пространство Z векторной переменной $z = (z_1, z_2)$ является фазовым пространством (фазовой плоскостью) состояния подрессоренной массы.

Движение подрессоренной массы с математической точки зрения заключается в изменении во времени переменных z_1, z_2 . Предположим также, что u – управляющий жесткостью параметр, подчиненный условию $u = u_{\text{max}}$ или $u = u_{\text{min}}$.

Тогда закон движения подрессоренной массы записывается в виде системы дифференциальных уравнений

$$\frac{dz_i}{dt} = f_i(z_1, z_2, u), \quad i = 1, 2. (17)$$

Функции f_i определены для любых значений векторной переменной z и для значений $u = u_{\text{max}}$ и $u = u_{\text{min}}$, а также непрерывны и непрерывно дифференцируемы по z_1 и z_2 . С учетом управляющего параметра u дифференциальное уравнение, описывающее состояние подрессоренной массы, имеет вид

$$m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + cu(z - q - x_{\text{ст}}) + mg = 0 (18)$$

или (после деления на m)

$$\ddot{z} + 2h(\dot{z} - \dot{q}) + \omega_0^2 u(z - q - x_{\text{ст}}) + g = 0, (19)$$

где $h = f_h(z - q, \dot{z} - \dot{q})$ и $\omega_0 = f_{\omega_0}(z - q, \dot{z} - \dot{q})$ – положительные функции, $z = f_z(t)$, q и $\dot{q}$ – внешнее возмущение. В фазовых координатах $z_1 = z$, $z_2 = \frac{dz}{dt}$ это уравнение записывается в виде системы

$$\left. \begin{aligned} \frac{dz_1}{dt} &= z_2, \\ \frac{dz_2}{dt} &= -[2h(\dot{z} - \dot{q}) + \omega_0^2 u(z - q - x_{\text{ст}}) + g]. \end{aligned} \right\} (20)$$

Предположим, что задана также функция

$$f_0(z_1, z_2, u) = \left(\frac{dz_1}{dt} \right)^2 = (z_2)^2, (21)$$

определенная и непрерывная со своими частными производными $\frac{\partial f_0}{\partial z_1}$ и $\frac{\partial f_0}{\partial z_2}$ (так же, как и функции f_i) на всем пространстве $Z \times U$, где U – это область управления. Тогда минимум функционала

$$J = \int_{t_0}^{t_1} f_0(z_1, z_2, u) dt (22)$$

будет соответствовать движению подрессоренной массы с минимальным отклонением по перемещению от предшествующего состояния в каждый последующий момент времени.

Согласно принципу максимума, существует некоторое оптимальное управление $u(t)$, переводящее фазовую точку из положения $z(t_0)$ в положение $z(t_1)$ и придающее функционалу (22) минимальное значение. Существует также функция

$$H = \sum_{\alpha=0}^2 \psi_{\alpha} f_{\alpha}(z_1, z_2, u), \quad (23)$$

где ψ_{α} – дополнительные переменные, для которых

$$\frac{d\psi_i}{dt} = - \sum_{\alpha=0}^2 \frac{\partial f_{\alpha}(z_1, z_2, u)}{\partial z_i} \psi_{\alpha}, \quad i = 0, 1, 2. \quad (24)$$

Для оптимальности управления $u(t)$ необходимо, чтобы существовало такое нетривиальное решение $\psi_0(t)$, $\psi_1(t)$ и $\psi_2(t)$, для которого при любом t , $t_0 \leq t \leq t_1$, функция H переменного $u \in U$ достигает в точке $u = u(t)$ максимума, и выполняются соотношения

$$\psi_0(t) = \text{const} \leq 0, \quad H = 0. \quad (25)$$

Таким образом, для рассматриваемой системы

$$H = \psi_0(z_2)^2 + \psi_1 z_2 - \psi_2 2h(z_2 - \dot{q}) - \psi_2 \omega_0^2 u(z_1 - q - x_{\text{ст}}) - \psi_2 g. \quad (26)$$

Из (26) видно, что для того, чтобы функция H принимала максимальные значения, необходимо выполнение условий

$$\left. \begin{aligned} u = u_{\max} & \text{ при } \psi_2(z_1 - q - x_{\text{ст}}) < 0, \\ u = u_{\min} & \text{ при } \psi_2(z_1 - q - x_{\text{ст}}) > 0. \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

В работах [2–4] показано, что для рассматриваемой колебательной системы ψ_2 и z_2 всегда имеются разные знаки. Следовательно, для того, чтобы функция H принимала максимальные значения, необходимо выполнение условий

$$\left. \begin{aligned} u = u_{\max} & \text{ при } z_2(z_1 - q - x_{\text{ст}}) > 0, \\ u = u_{\min} & \text{ при } z_2(z_1 - q - x_{\text{ст}}) < 0. \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

или, с учетом того, что $z_2 = \dot{z}$ и $z = z$,

$$\left. \begin{aligned} u = u_{\max} & \text{ при } \dot{z}(z - q - x_{\text{ст}}) > 0, \\ u = u_{\min} & \text{ при } \dot{z}(z - q - x_{\text{ст}}) < 0. \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

В общем случае $\dot{z} \neq z - q - x_{\text{ст}}$, следовательно, выражение $\dot{z}(z - q - x_{\text{ст}})$ меняет знак в двух случаях: когда меняет знак $\dot{z}$ и когда меняет знак $z - q - x_{\text{ст}}$, то есть моменты переключения соответствуют условиям $\dot{z} = 0$ и $z - q - x_{\text{ст}} = 0$.

Таким образом, найденный алгоритм управления жесткостью упругого элемента подтверждается принципом максимума Л. С. Понтрягина.

При горизонтальном расположении оси колебаний системы $x_{\text{ст}} = \frac{mg}{c} = 0$. В этом случае алгоритм оптимального управления выглядит следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} u = u_{\max} & \text{ при } \dot{z}(z - q) > 0, \\ u = u_{\min} & \text{ при } \dot{z}(z - q) < 0, \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

а моменты переключения жесткости при оптимальном управлении соответствуют условиям $\dot{z} = 0$ и $z - q = 0$.

Однако для большинства колебательных систем с вертикально расположенной осью колебаний, например, эквивалентных подвеске автотранспортного средства, $z - q < x_{\text{ст}} = \frac{mg}{c}$.

То есть всегда $z - q - x_{\text{ст}} < 0$. Поэтому для таких систем алгоритм оптимального управления выглядит следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} u = u_{\max} & \text{ при } \dot{z} < 0, \\ u = u_{\min} & \text{ при } \dot{z} > 0, \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

и моменты переключения жесткости при оптимальном управлении всегда соответствуют условию $\dot{z} = 0$.

Таким образом, обоснован алгоритм оптимального управления жесткостью упругого элемента в цикле колебаний, который легко осуществить, например, в пневматических подвесках с дополнительным объемом путем включения и отключения этого объема.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Понтрягин, Л. С. Математическая теория оптимальных процессов / Л. С. Понтрягин, В. Г. Болтянский, Р. В. Гамкрелидзе, Е. Ф. Мищенко. – М.: Наука, 1976. – 392 с.
2. Чернышов, К. В. Результаты решения математической модели колебательной системы, содержащей демпфер с оптимальным управлением / К. В. Чернышов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2000. – (Серия «Наземные транспортные системы»).
3. Определение условий оптимального регулирования жесткости пневматической подвески АТС / К. В. Чернышов, А. В. Поздеев, В. В. Новиков, И. М. Рябов // Грузовик &. – 2010. – № 11. – С. 2–5.
4. Синтез алгоритмов оптимального управления демпфированием и жесткостью подвески АТС / А. В. Поздеев, В. В. Новиков, К. В. Чернышов, И. М. Рябов // Грузовик &. – 2011. – № 6. – С. 2–6.

УДК 629.114.2.042.027

К. В. Шеховцов, А. В. Победин, Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов

ПОДРЕССОРИВАНИЕ КАБИН ТРАКТОРОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДИНАМИЧЕСКИХ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: shehovtsov@vstu.ru)

В статье рассмотрены принцип действия динамических гасителей колебаний и конструкция работающего по этому принципу виброизолятора кабины трактора.

Ключевые слова: кабина, виброизолятор, динамическое гашение колебаний.

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.

Для подрессоривания кабин гусеничных тракторов семейств ДТ и ВТ производства ВгТЗ используются виброизоляторы из эластомера, конструкция которых показана на рис. 1 [1, 2, 6, 7]. Они удовлетворительно зарекомендовали себя в эксплуатации, хотя совершенствованию их конструкции и упруго-демпфирующих характеристик при создании машин новых поколений не уделялось внимания, материал эластомера и конструкция виброизолятора остаются неизменными на протяжении всего времени производства машин [8, 9, 10].

В идеальном случае для подрессоривания кабины каждой машины должны создаваться виброизоляторы [3, 4, 5] с характеристиками, необходимыми для обеспечения комфортной работы оператора именно этой машины [10]. С этой целью авторами создано новое техниче-

ское решение виброизолятора, работающего по принципу динамического гасителя колебаний (рис. 2).

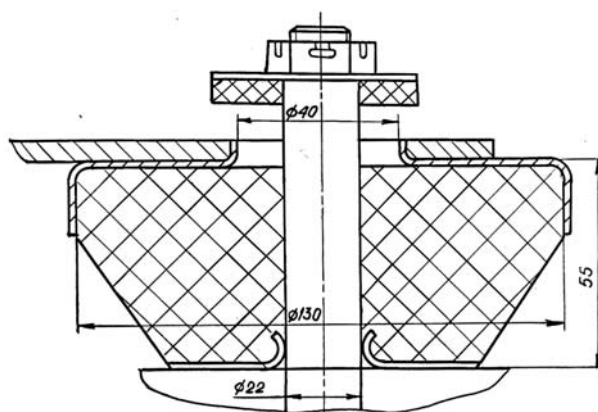


Рис. 1. Виброизолятор подвески кабин тракторов семейств ДТ и ВТ

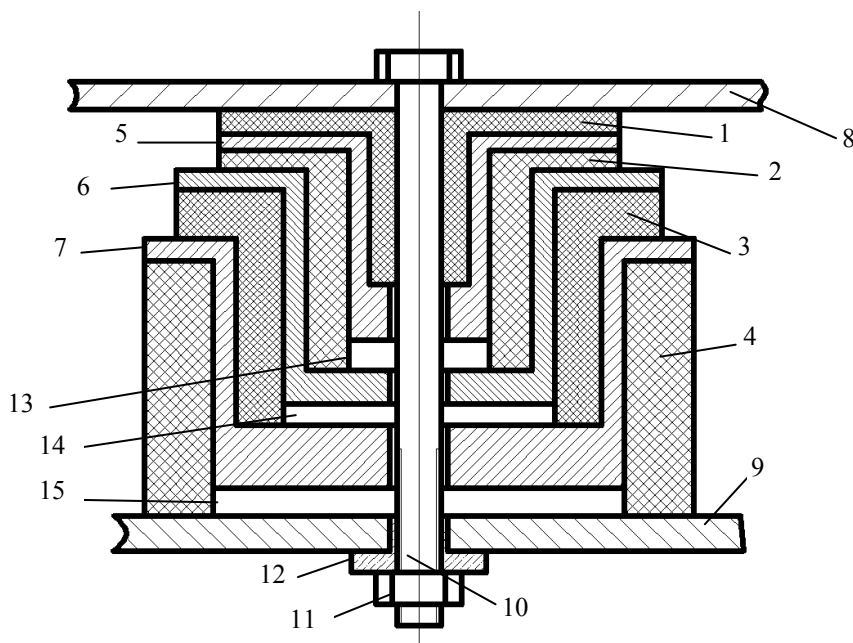


Рис. 2. Схема предложенного технического решения виброизолятора

Он содержит коаксиально расположенные между подпрессориваемым объектом 8 (кабиной) первый 1, второй 2, третий 3 и четвертый 4 упруго-демпфирующие элементы, первую 5, вторую 6 и третью 7 подвижные массы. Комплект упругодемпфирующих элементов и расположенных между ними подвижных масс скреплен центральным болтом 10 с гайкой 11 и втулкой 12 таким образом, что между подвижными массами 5, 6, 7 и опорным основанием 9 имеются зазоры 13, 14 и 15, при этом подвижные массы имеют возможность осевого перемещения в пределах этих зазоров и упругой деформации контактирующих с ними упругодемпфирующих элементов.

Принцип работы виброизолятора поясняется схемами и графиками, представленными на рис. 3, 4, 5, 6 и 7. Представленный на рис. 3 подпрессоренный объект 1 при динамических воздействиях на него со стороны опорного основания 3 совершает колебания, амплитуда A_1 которых изменяется в соответствии с его амплитудно-частотной характеристикой, представленной на рис. 4. Собственная частота колебаний f_c подпрессориваемого объекта 1 определяется его массой и жесткостью упругодемпфирующего элемента 2.

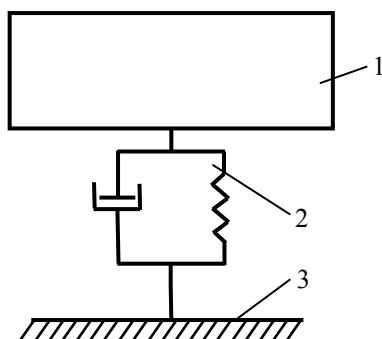


Рис. 3. Схема одномассовой колебательной системы

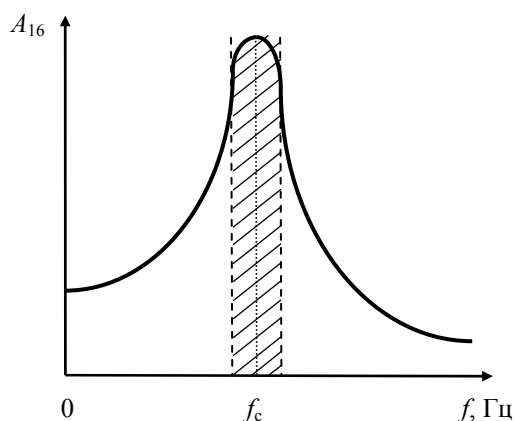


Рис. 4. АЧХ одномассовой колебательной системы

Чтобы избежать чрезмерного увеличения амплитуды A_1 в околорезонансной зоне частот воздействий (на рис. 4 заштрихована), в систему устанавливают динамический гаситель колебаний с подвижной массой 3 и упругодемпфирующим элементом 4 (рис. 5). Величину подвижной массы 3, жесткостные и демпфирующие характеристики упругодемпфирующего элемента 4 выбирают такими, чтобы при динамических воздействиях со стороны опорного основания 5 амплитуды A_1 перемещений подпрессориваемого объекта 1 были минимальными.

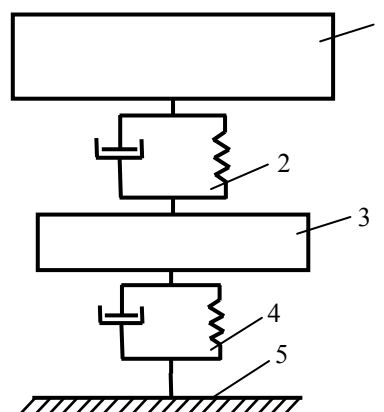


Рис. 5. Схема двухмассовой колебательной системы

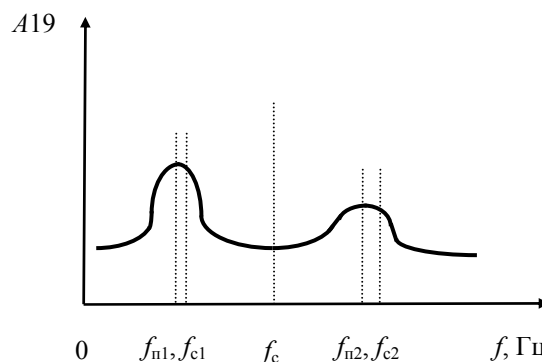


Рис. 6. АЧХ двухмассовой колебательной системы

Данная динамическая система (рис. 5) обладает двумя собственными f_{c1} и f_{c2} и двумя парциальными $f_{п1}$ и $f_{п2}$ частотами колебаний, которые в общем случае отличаются друг от друга (рис. 6).

Пусть парциальной частотой $f_{п1}$ обладает парциальная система с упругодемпфирующим элементом 2 и подпрессоренной массой 1, а парциальной частотой $f_{п2}$ – парциальная система с элементом 4 и подвижной массой 3. Тогда в случае действия со стороны опорного основания 5 на подвижную массу 3 через элемент 4 возмущений с частотой $f_{п2}$ амплитуда колеба-

ний поддрессорируемого объекта 1 будет незначительной, а амплитуда колебаний подвижной массы 3 – существенной [10]. При этом подвижная масса 3, совершающая колебания с большой амплитудой, действует на поддрессоренную массу 1 силой, которая по амплитуде почти равна, а по фазе почти противоположна внешней силе со стороны опорного основания 5. Таким образом, динамический гаситель почти полностью компенсирует действие внешней силы на поддрессоренную массу 1.

Методы спектрального анализа позволяют в спектре частот внешних воздействий на поддрессорируемую массу (кабину транспортного средства) выделить основные частоты, при которых поддрессорируемой массе сообщается наибольшая колебательная энергия. Обычно это самые низкие частоты спектра в диапазоне от 0 до 50, максимум до 100 Гц [10]. На практике число принимаемых во внимание основных частот обычно ограничивают до 3 (f_{01} , f_{02} , f_{03}), полагая, что воздействия с более высокими частотами обладают существенно меньшей колебательной энергией [8].

Виброизолятор (рис. 2) обеспечивает гашение колебаний кабины с тремя основными частотами спектра. Принцип его устройства и работы поясняет схема на рис. 7. В ней (вместе с поддрессорируемой кабиной) можно выделить 4 парциальные системы. Первую составляет поддрессорируемая масса 1 с упругодемпфирующим элементом 2, вторую – подвижная масса 3 с элементами 2 и 4, третью – подвижная масса 5 с элементами 4 и 6, четвертую – подвижная масса 7 с элементами 6 и 8.

Во второй, третьей и четвертой парциальных системах величины подвижных масс и жесткость упругодемпфирующих элементов подбирается таким образом, чтобы парциальные частоты $f_{п1}$, $f_{п2}$, $f_{п3}$ этих систем соответствовали трем основным частотам f_{01} , f_{02} , f_{03} из спектра частот эксплуатационных воздействий на кабину со стороны опорного основания 9 (рис. 7). Тогда при действии возмущений со стороны опорного основания 9 с первой основной частотой f_{01} подвижная масса 3 будет совершать колебания со значительной амплитудой, а амплитуды колебаний подвижных масс 5 и 7, а также поддрессорируемой массы 1 (что важно!) будут минимальными. Соответственно при действии возмущений со второй основной частотой f_{02} со значительной амплитудой будет колебаться подвижная масса 5, а подвижные массы 3,

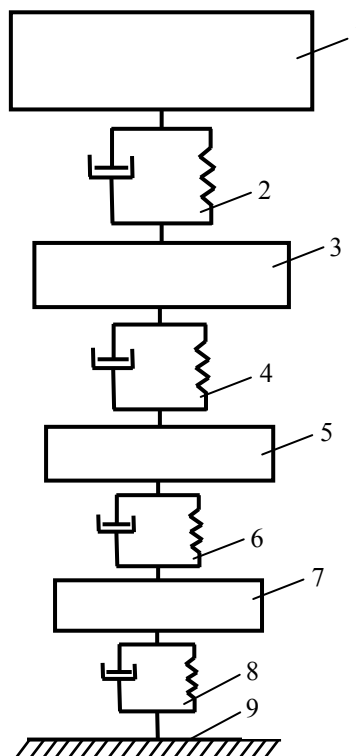


Рис. 7. Схема четырехмассовой колебательной системы

и поддрессорируемая масса 1 будут совершать незначительные колебательные перемещения; при действии же возмущений с третьей f_{03} основной частотой со значительной амплитудой будет колебаться подвижная масса 7, а подвижные массы 3, 5 и поддрессорируемая масса 1 будут почти неподвижными.

Представленная на рис. 7 схема 4-массовой колебательной системы соответствует представленной на рис. 2 также 4-массовой колебательной системе виброизолятора кабины, при этом первому 2, второму 4, третьему 6 и четвертому 8 упругодемпфирующим элементам на рис. 7 соответствуют первый 1, второй 2, третий 3 и четвертый упругодемпфирующие элементы на схеме рис. 2, первой 3, второй 5 и третьей 7 подвижным массам на рис. 7 соответствуют первая 5, вторая 6 и третья 7 подвижные массы на рис. 2, поддрессорируемому объекту 1 на рис. 7 соответствует поддрессорируемый объект 8 на рис. 2, а опорному основанию 9 на рис. 7 соответствует опорное основание 9 на рис. 2. При действии со стороны опорного основания 9 осевых возмущений (рис. 2) с первыми основными частотами f_{01} , f_{02} , f_{03} из спектра частот эксплуатационных воздействий на средства по вышеописанному принципу будут изменяться амплитуды колебаний первой 5, второй 6 и третьей 7 подвижных масс в преде-

лах осевых зазоров 13, 14, 15 и упругой деформации контактирующих с ними упругодемпфирующих элементов 1, 2, 3, 4, при этом подрессориваемый объект 8 будет совершать лишь незначительные перемещения [10].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анализ и классификация технических решений виброизоляторов подвески кабины / В. В. Шеховцов, А. В. Победин, О. Д. Косов, 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. 181–184.
2. Анализ технических решений виброизоляторов / 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. 210–211.
3. Пат. 124340 РФ, МПК F16F3/093, F16F1/373. Виброизолятор / В. В. Шеховцов, А. В. Победин, Вл. П. Шевчук, О. Д. Косов, М. В. Ляшенко, К. В. Шеховцов; ВолгГТУ. – 2013.
4. Пат. 93477 РФ, МПК F 61 F 7/12. Виброизолятор / В. В. Шеховцов, А. В. Победин, Вл. П. Шевчук, М. В. Ляшенко, К. В. Шеховцов; ГОУ ВПО «Волгогр. гос. техн. ун-т». – 2010.
5. Пат. 100159 РФ, МПК F 16 F 3/10. Виброизолятор / В. В. Шеховцов, А. В. Победин, Вл. П. Шевчук, М. В. Ляшенко, К. В. Шеховцов; ГОУ ВПО ВолгГТУ. – 2010.
6. Шеховцов, К. В. Анализ конструкций виброизоляторов для подвески кабин тракторов / К. В. Шеховцов, А. В. Победин // Городу Камышину – творческую молодежь (посвящается 15-летию Камышинского технол. ин-та (филиала) ВолгГТУ): матер. III регион. н.-практ. студ. конф., 22–23 апр. 2009 г. / ВолгГТУ, КТИ (филиал) ВолгГТУ. – Камышин, 2009. – Т. 3. – С. 196–198.
7. Shehovtsov, V. V. Classification and Analysis of the Ways of Cabin Suspension Vibroinsulators' Characteristic Formation / V. V. Shehovtsov, A. V. Pobedin, M. V. Lyashenko, K. V. Shehovtsov // XXIX Seminarium Kół Naukowych «Mechaników», Warszawa, 22–23 kwietnia 2010 r. : referaty / Wojskowa Akademia Techniczna. – Warszawa, 2010. – S. 449–452. – Англ.
8. Победин, А. В. Испытания виброизоляторов на стенде / А. В. Победин, К. В. Шеховцов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 12 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 4). – С. 41–43.
9. Пат. 104714 РФ, МПК G 01 M 7/02. Стенд для испытаний виброизоляторов / В. В. Шеховцов, А. В. Победин, Вл. П. Шевчук, М. В. Ляшенко, К. В. Шеховцов, Д. В. Бусалаев; ВолгГТУ. – 2011.
10. Стендовое оборудование для испытания виброизоляторов кабины трактора / А. В. Победин, М. В. Ляшенко, К. В. Шеховцов, З. А. Годжаев // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 7. – С. 43–48.

ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕВОЗОК И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

УДК 658.81

А. А. Алексеев, С. А. Ширяев, В. А. Гудков, Д. П. Гронин

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИСТРИБЬЮТОРСКИХ СЕТЕЙ АВТОСЕРВИСА

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ap@vstu.ru, sh-sa@vstu.ru)

В статье рассматриваются основные подходы к созданию на макро- и микро-уровнях математической имитационной модели дистрибьюторской сети автосервисных центров.

Ключевые слова: математическое моделирование, автосервис, дистрибуция.

The main approaches towards the creation at the macro- and micro- levels of mathematic simulation model of distribution network service centers is considered in the article.

Keywords: mathematical simulation, service center, distribution.

В настоящее время в сфере автомобилестроения прослеживается интеграция между продвижением к потребителю готовой продукции с услугами автосервиса [1, 2]. Распространенной формой дистрибуции мировых автомобильных брендов на российском рынке стало формирование многопрофильных дилерских сетей по примеру «Toyota», предлагающих потребителю широкий ассортимент автомобилей, запасных частей, автосервисных и сопутствующих услуг. Проведенное обследование рабочих процессов в десяти автомобильных дилерских центрах продаж и обслуживания (ДЦПО) компании «Toyota» в разных регионах России позволило разработать на микро- и макроуровне математическую имитационную модель работы дилерского центра [3, 4].

В основу микромодели положено математическое описание производственных процессов, происходящих внутри отдельно взятого дилерского центра (рис. 1, табл. 1). Увязка таких центров с внешней средой – распределительными центрами деталей, материалов и готовых изделий смоделирована в макромоделе, объединяющей несколько центров продаж и обслуживания, распределительные центры, каналы дистрибуции, точки производства (рис. 2, табл. 2). Особенностью модели является классификация сервисных работ на категории по емкости (времени) их выполнения. Возникно-

вание заявок моделируются как случайные процессы, обусловленные неравномерностью потребительского спроса.

Эффективность функционирования системы доставки в модели оценивается при помощи комплексного критерия K_{Σ} , представляющего собой комбинацию из показателей, характеризующих степень удовлетворения потребностей клиентов K_{Π} , безотказность работы $K_{\text{от}}$ и быстроту обслуживания $K_{\text{ск}}$:

$$K_{\Sigma} = \frac{K_{\Pi} K_{\text{ск}}}{K_{\text{от}}} \rightarrow \max.$$

Частные коэффициенты: эффективности удовлетворения потребностей K_{Π} , безотказности $K_{\text{от}}$, быстроты обслуживания $K_{\text{ск}}$:

$$K_{\Pi} = \frac{St}{\sum_{k=1}^3 \Pi_k}, \quad K_{\text{от}} = \frac{\sum N_{\text{отк}}}{\sum N},$$

$$K_{\text{ск}} = \frac{\sum (t_y - \sum t_{\text{ож}})}{\sum t_y},$$

где St – суммарная стоимость реализованных по рыночным ценам товаров и услуг конечному потребителю; $\sum_{k=1}^3 \Pi_k$ – и затраты, понесенные в системе, $\sum N_{\text{отк}}$ – суммарное количество сня-

тых по различным причинам заявок по всем дилерским центрам системы; $\sum N$ – суммарное число заявок, обработанных во всех дилерских центрах системы; $\sum(t_y - \sum t_{ож})$ – сум-

марное полезное время обработки заявки в системе без учета времен ожидания в технологических цепочках, $\sum t_y$ – общее суммарное время исполнения всех заявок в системе.

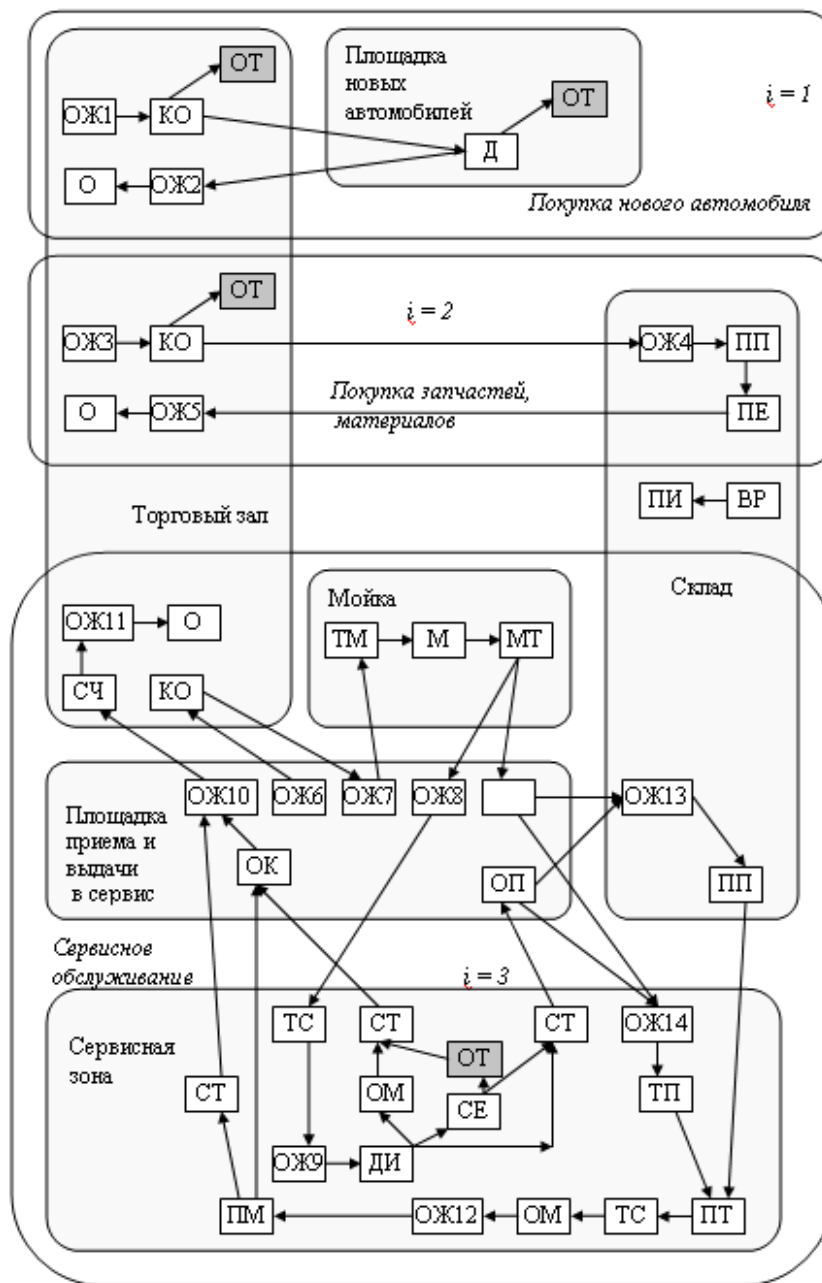


Рис. 1. Технологическая схема этапов ДЦПО (микромодель)

Таблица 1

Производственные операции, происходящие в дилерском центре

Содержание операций	Обозначение операций
Операции, выполняемые в ходе первоначального обращения клиента к сервисному консультанту	КО
Демонстрация клиенту выбранного автомобиля	Д
Оформление документов и оплата	О

Окончание табл. 1

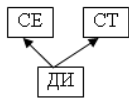
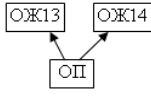
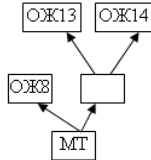
Содержание операций	Обозначение операций
Мероприятия по выдаче клиенту автомобиля из сервиса	СЧ
Подготовка пакета комплектующих к выдаче механику в сервисный центр, либо передаче консультанту в торговый зал	ПП
Передача комплектующих сформированного пакета консультанту в торговый зал	ПЕ
Непроизводительные простои, вызванные очередями, либо неготовностью условий дальнейшего обслуживания	ОЖ
Перегон мойщиком автомобиля со стоянки на мойку и с мойки на стоянку	ТМ, МТ
Выполнение мойки автомобиля	М
Перегон механиком автомобиля между стоянкой и сервисным постом	ТС, СТ
Проведение диагностики	ДИ
Переговоры с клиентом о дополнительных работах (деталях)	СЕ
Получение механиком запчастей и материалов на складе	ТП
Выполнение механиком сервисных работ	ОМ
Проверка выполненных работ мастером, подготовка документов	ПМ
Выполнение комплектующими разгрузки прибывшего транспорта дистрибьютора	ВР
Прием, проверка по наименованию и пересчет комплектующих принятого от дистрибьютора груза	ПИ
Отказ клиенту из-за невозможности исполнения заявки, либо отказ клиента от покупки (услуг)	ОТ
Ожидание приезда клиента за автомобилем	ОК
Ожидание поставки на склад недостающих деталей для обслуживания	ОП
Альтернативная развилка, возможно только одно направление (стрелки исходят из одной точки)	
Параллельная развилка, процессы идут одновременно по нескольким ветвям (стрелки исходят из разных точек)	
Сложная развилка с пустым блоком, возможно только одно направление из двух (стрелки исходят из одной точки), одно из которых порождает два параллельных процесса (стрелки исходят из разных точек)	

Таблица 2

Производственные операции, происходящие у «производителя – дистрибьютора – дилера»

Содержание операций	Обозначение операций
Производство товара	И
Хранение у производителя	ХР1
Погрузка у производителя	ПР
Перегон автомобилей с площадки на автовоз и обратно	ПН
Прием, проверка товара	ПИ
Простои, вызванные очередями, либо неготовностью условий дальнейшего обслуживания	ОЖ
Маневрирование автомобиля	МА
Оформление документов на отгруженный (принятый) товар	ОФ
Транспортирование груза к месту назначения	ТР
Подача подвижного состава под погрузку	ПО
Механизированная разгрузка у дистрибьютора	РГ

Содержание операций	Обозначение операций
Хранение товара у дистрибьютора	ХР2
Погрузка у дистрибутора силами комплектовщиков	ПГ
Разгрузка (комплектовщиками) транспорта дистрибьютора у дилера	ВР
Простой автомобиля в гараже дистрибьютора.	СТ

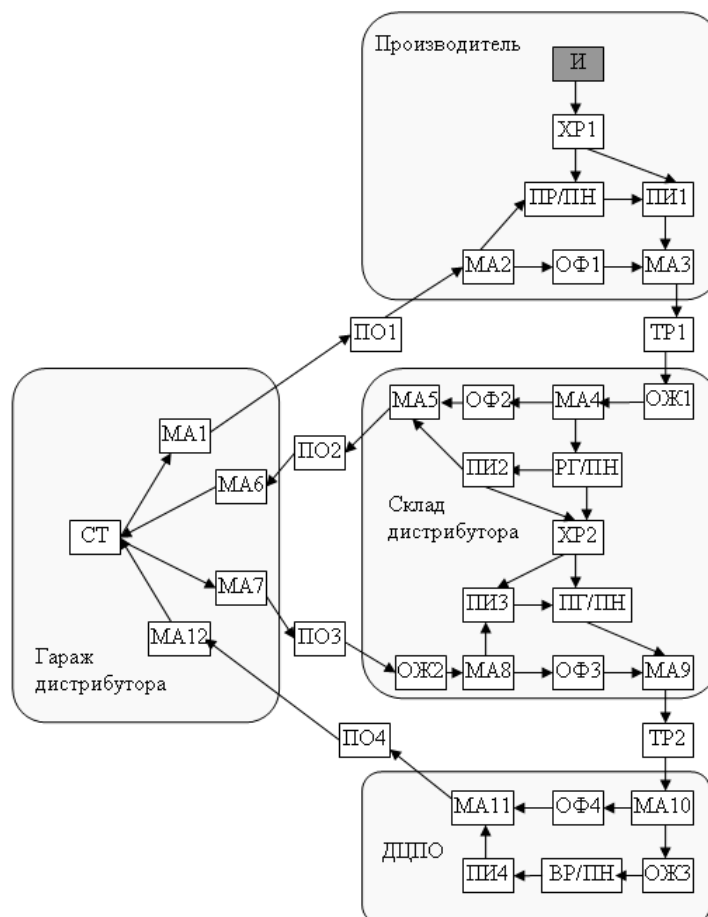


Рис. 2. Макромодель «производитель – дистрибьютор – дилер»

Указанные коэффициенты могут быть использованы в ходе оценки уровня рентабельности и эффективности вновь организуемых или реконструируемых ДЦПО, а также поиска узких мест и проблем в функционировании существующих систем товарной и сервисной дистрибуции. Принимаемые таким образом бизнес-решения должны минимизировать предпринимательский риск и способствовать формированию устойчивой сети по продвижению товара и сервиса от производителя к конечному потребителю продукции с минимальными издержками и максимальным качеством.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Варуха, В. П. Разработка методики обоснования специализации, мощности и размещения предприятий автосер-

виса в малых городах: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10: защищена 07.11.2008 / П. В. Варуха. – Черкесск, 2003. – 143 с.

2. Ширяев, С. А. Подходы к разработке сервисного плана на предприятиях автосервиса / С. А. Ширяев, А. А. Раюшкина // Транспортные и транспортно-технологические системы: материалы Международной научно-технической конференции. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2011. – С. 307–311.

3. Алексеев, А. А. Подходы к моделированию сетей дистрибуции товаров и услуг в сфере автосервиса / А. А. Алексеев, В. А. Гудков, С. А. Ширяев, Д. П. Гронин // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 10(70) / ВолгГТУ. – 2010. – С. 104–107.

4. Алексеев, А. А. Оптимизация дистрибьюторской сети автосервиса с использованием математической модели / А. А. Алексеев, Д. П. Гронин, С. А. Ширяев, В. А. Гудков // Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств: матер. VII междунар. науч.-техн. конф., Пенза, 16–18 мая 2012 г. / ФГБОУ ВПО «Пензенский гос. ун-т архитектуры и строительства», Автомобильно-дорожный ин-т. – Пенза, 2012. – С. 240–244.

УДК 629.113

*А. А. Горшенин, Е. Ю. Липатов***АНАЛИЗ УСТРОЙСТВ ДЛЯ КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ ВОДИТЕЛЯ****Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: 256kot@mail.ru, elpat@vstu.ru)

В статье классифицированы устройства и системы контроля состояния водителя автотранспортного средств, а также высказаны предположения о возможных причинах их недостаточного распространения и способах преодоления этой ситуации.

Ключевые слова: контроль состояния, водитель, алкозамок, засыпание.

Driver monitoring systems and devices are classified in article. Possible reasons of their non-extensive use are supposed as well as ways of overcoming of this situation.

Keywords: driver monitoring system, alcolock, drowsiness detection.

Количество дорожно-транспортных происшествий (ДТП) с каждым годом растет. Это связано не только с организацией дорожного движения, но и с поведением водителей на дороге. Статистические данные показывают, что число ДТП по вине водителя составляет более 80 % [2].

Одной из причин неправильных действий водителя является его небезопасное психофизиологическое состояние, например, усталость, перевозбуждение или алкогольное опьянение. Для повышения безопасности движения желательно ограничить или полностью заблокировать доступ к управлению автотранспортным средством (АТС) при наличии хотя бы одного из подобных факторов. Осуществить эту задачу призваны специальные технические средства, контролирующие состояние водителя, которыми оснащают свои автомобили ряд автопроизводителей. Однако об их широком применении говорить пока не приходится. Это может быть вызвано как дороговизной и сложностью подобных систем, так и малым опытом их эксплуатации. Для выяснения причин недостаточного широкого распространения систем контроля состояния водителя (СКСВ), а также возможности их установки на уже находящиеся в эксплуатации АТС, необходимо проанализировать их устройство и принцип действия.

Существующие СКСВ можно разделить на группы по следующим признакам: по типу предотвращаемого состояния водителя, по контролируемым параметрам и по характеру воздействия на АТС. Из опасных состояний водителя контролируются, в основном, засыпание и алкогольное опьянение. Системы этих групп представлены сравнительно большим количеством производителей, и их эффективность можно считать доказанной. Они, как правило, не могут детектировать другие виды недопустимых состояний, например, наркотическое

опьянение или эмоциональное расстройство, но со своей задачей справляются хорошо.

Единичные устройства предназначены для непосредственного контроля скорости мыслительных процессов и реакции водителя [5]. Они блокируют запуск ДВС при значительном их замедлении, что достаточно для предотвращения примерно половины потенциально опасных случаев управления АТС.

В процессе работы СКСВ контролируют различные параметры. Простейшим способом является проверка наличия реакции водителя на периодически подаваемый световой или звуковой контрольный сигнал («АВТОСТРАЖ» LG 2310 AVS, Россия; «Anti Sleep Pilot», Дания). Для определения периодичности используется алгоритм, учитывающий пройденное расстояние и соответствующее ему время, а также возраст водителя, стаж вождения, рост, массу тела, тип АТС и другие параметры.

В ряде систем (Toyota, Nissan и др.) для контроля внимания водителя используется сканирование его век и направления лица. Если глаза водителя остаются закрытыми дольше, чем при обычном моргании, система контроля подает ему предупредительные сигналы, а затем использует кратковременное резкое притормаживание для физического воздействия на него. При дальнейшем развитии опасной ситуации активируются тормоза, чтобы максимально снизить скорость неизбежного столкновения [6].

Другие системы (Volvo DAC и LDW, Mercedes-Benz Attention Assist и др.) определяют начало засыпания водителя по характеру движения АТС по дороге. Для этого используется сканирование разделительных полос дороги и/или информация о характере вращения рулевого колеса. Засыпающий или отвлекающийся водитель совершает характерные движения рулем (например, плавное отклонение от пря-

молинейного движения, затем резкий возврат к нему), что может вызывать хаотичное пересечение разделительных полос. При обнаружении таких явлений СКСВ либо ограничивается подачей предупредительных сигналов (Lane Departure Warning, LDW), либо пытается вернуть автомобиль на свою полосу движения (Lane Keeping System, LKS). Как дополнительный контролируемый параметр используется мониторинг нажатий на клавиши приборной панели и воздействий на органы управления АТС.

Схожий принцип определения недопустимого состояния водителя применяется в разработках, связанных с интеллектуальными транспортными системами (ИТС). В них для определения характера движения АТС используются входящая в ИТС система определения мгновенных координат транспортных средств. Существует также СКСВ («АВТОСТРАЖ» LG 2310 AVS), контролирующая траекторию АТС по датчикам продольного и бокового ускорения, а также углов крена и дифферента кузова.

Принципиально иной способ обнаружения усталости и засыпания водителя состоит в контроле его физиологических параметров: проводимости кожи (системы Vigiton[®] компании «Нейроком» и StopSleep компании «ПФС-диагностика»), а иногда также сердцебиения и температуры тела. Перед началом рейса водитель надевает на руку два контактных элемента, непрерывно измеряющие электродермальное сопротивление. При обнаружении состояния, предвещающего засыпание, система подает предупредительные сигналы [3].

СКСВ, предотвращающие управление АТС в нетрезвом виде, определяют наличие алкоголя в организме водителя по одному из следующих параметров:

- 1) концентрации паров алкоголя в выдыхаемом воздухе;
- 2) концентрации паров алкоголя в салоне автомобиля;
- 3) концентрации паров алкоголя в непосредственной близости от наружных слоев кожи;
- 4) концентрации алкоголя непосредственно в наружном слое кожи;
- 5) состоянию сетчатки глаза и мимике.

Для каждого из этих способов разработана своя методика измерений и соответствующая аппаратура. Если содержание алкоголя превышает установленный предел, системы этого типа блокируют запуск двигателя. Поэтому они получили название «алкозамки». Алкозамок

интегрируется в систему зажигания транспортного средства и предусматривает несколько степеней защиты от имитации выдоха, попыток запуска двигателя в обход системы, попыток взлома системы и других способов обмана [4].

Воздействие СКСВ на АТС в случае обнаружения небезопасного состояния водителя может включать в себя различные комбинации следующих методов:

блокировка запуска ДВС;

подача предупреждающих сигналов водителю (световые, звуковые, вибрация руля, усиления натяжения ремня безопасности, кратковременное притормаживание);

включение внешней аварийной сигнализации и звукового сигнала АТС, для информирования других участников движения;

снижение скорости АТС (уменьшение подачи топлива, активация тормоза);

воздействие на рулевое управление (активация усилителя руля).

На основании приведенного выше анализа можно сделать вывод о том, что на сегодняшний день существует достаточное количество технических решений СКСВ, причем эффективность многих из них доказана многолетним опытом эксплуатации. Некоторые из них интегрированы в конструкцию АТС и не могут быть установлены на другие автомобили, а некоторые допускают возможность дооборудования. Массовое распространение подобных систем благоприятно сказалось бы на дорожно-транспортной обстановке, но этого не происходит.

Причины подобной ситуации могут быть, во-первых, в недостаточной информированности автовладельцев о положительных свойствах СКСВ, во-вторых, в необходимости дополнительных расходов на их приобретение и установку и, в-третьих, здоровым консерватизмом и желанием убедиться в эффективности СКСВ на чужом опыте.

Возможным решением данной проблемы может активная агитация в пользу установки систем контроля состояния водителя, а также финансовая поддержка со стороны государства для автопредприятий и индивидуальных владельцев, внедряющих СКСВ на своих авто-транспортных средствах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Прибор контроля состояния водителя «АВТОСТРАЖ» LG 2310 AVS [Электронный ресурс] // Веб-узел городской диспетчерской службы Egds. – 2013. – Режим доступа: http://www.egds.biz/index.php?option=com_content&view=article&id=251:autostraj&catid=65&Itemid=8

2. Сведения о показателях состояния безопасности дорожного движения [Электронный ресурс] // Интернет-сайт Госавтоинспекции МВД России. – 2013. – Режим доступа: <http://www.gibdd.ru/stat/>.

3. Система поддержания работоспособности водителя Vigiton [Электронный ресурс] // Веб-узел компании Neurocom. – 2013. – Режим доступа: <http://www.neurocom.ru/ru2/auto/vigiton.html>

4. McKnight, A. S. Transdermal Alcohol Monitoring: Case Studies (Report No. DOT HS 811 603) / A. S. McKnight, J. C. Fell, A. Auld-Owens. – Washington, DC : National Highway Traffic Safety Administration, 2012. – 125 p.

5. SafeKey. A Simple Deterrent to Impaired Driving and Auto Theft [Electronic resource] : Human Laboratory Study 2011 – 2012 / SafeKey Corporation. – PDF-document. – Minneapolis : SafeKey Corporation, 2012. – Mode of access: http://www.safekeycorporation.com/read_file.php?content_type=PDF&file_name=359.pdf.

6. Sustainability Report 2008 [Electronic resource] / Toyota Motor Corporation. – PDF-document. – Toyota City : Toyota Motor Corporation, 2008. – Mode of access: http://www.toyota-global.com/sustainability/sustainability_report/pdf_file_download/08/pdf/sustainability_report08.pdf

В. А. Гудков, Т. Б. Залимханов, М. Ш. Абдуллаев

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ АВТОБУСА НА ПОВОРОТЕ С УЧЕТОМ УСТОЙЧИВОСТИ ПАССАЖИРОВ НА СИДЕНИЯХ

**Волгоградский государственный технический университет
Махачкалинский филиал Московского автомобильно-дорожного
государственного технического университета (МАДИ)**

(e-mail: ap@vstu.ru, mfmadi@dagestan.ru)

В статье разработана методика определения критической скорости автобуса на повороте с учетом возможных перемещений пассажиров в салоне.

Ключевые слова: автобус, критическая скорость, перемещения пассажиров, поворот.

The paper developed a method of determining the critical speed of the bus at the corner, taking into account the possible movements of passengers in the cabin.

Keywords: bus, the critical velocity, movement of passengers, turn.

В последнее время широкое распространение получили перевозки пассажиров автобусами малой и особо малой вместимости (микроавтобусами). Проведенные статистические исследования показали, что до 8 % всех ДТП с микроавтобусами составляют такие тяжелые аварии как опрокидывание [1]. Из литературы известно, что это связано с превышением скорости движения выше критической, о которой водитель не имеет информации. Наиболее перспективным направлением повышения безопасности автобусов является разработка интеллектуальных информационных систем [2]. В работе [3] предложено информационное устройство предупреждения опрокидывания автобуса, однако оно не учитывает возможные перемещения пассажиров в салоне на повороте и поэтому может передать водителю недостоверную информацию.

Для повышения достоверности информации при создании системы предупреждения опрокидывания автобуса необходимо разработать методику оперативного определения критической скорости с учетом возможной потери устойчивости пассажиров на сидениях, поскольку, как отмечается в работе [1], они, как правило, не пристегиваются ремнями безопасности.

Проведем анализ возможного перемещения пассажиров на правых и левых поворотах в салонах с различной планировкой микроавтобуса «ГАЗель» (рис. 1). Стрелки на рис. 1, *а* и *б* указывают направление перемещения пассажиров, а их длина равна пути перемещения центров масс (ЦМ) пассажиров.

На рис. 1 видно, что в салоне с 13-местной планировкой при левом повороте может переместиться под действием центробежных сил инерции 7 пассажиров, причем один перемещается до боковой двери на большое расстояние, что может существенно снизить поперечную устойчивость микроавтобуса. На правом повороте может переместиться лишь 4 пассажира на небольшое расстояние. Таким образом, для данной планировки салона левый поворот более опасен, и критическая скорость будет ниже, чем на правом повороте.

В салоне с 14-местной планировкой отсутствуют места, расположенные поперек направления движения. Здесь на правых и левых поворотах возможны перемещения пассажиров лишь на небольшие расстояния, а при наличии подлокотников, перемещения ЦМ пассажиров будут очень малы, что незначительно ухудшает поперечную устойчивость. Однако

у такой планировки есть серьезный недостаток, состоящий в том, что не обеспечивается независимая посадка каждого пассажира, которая необходима при большой сменности пассажиров на маршруте.

В салоне с 15-местной планировкой обеспе-

чивается независимая посадка каждого пассажира, что очень удобно (рис. 2) однако при левом повороте может переместиться по инерции 7 пассажиров, причем один перемещается на большое расстояние. На правом повороте может переместиться 6 пассажиров.

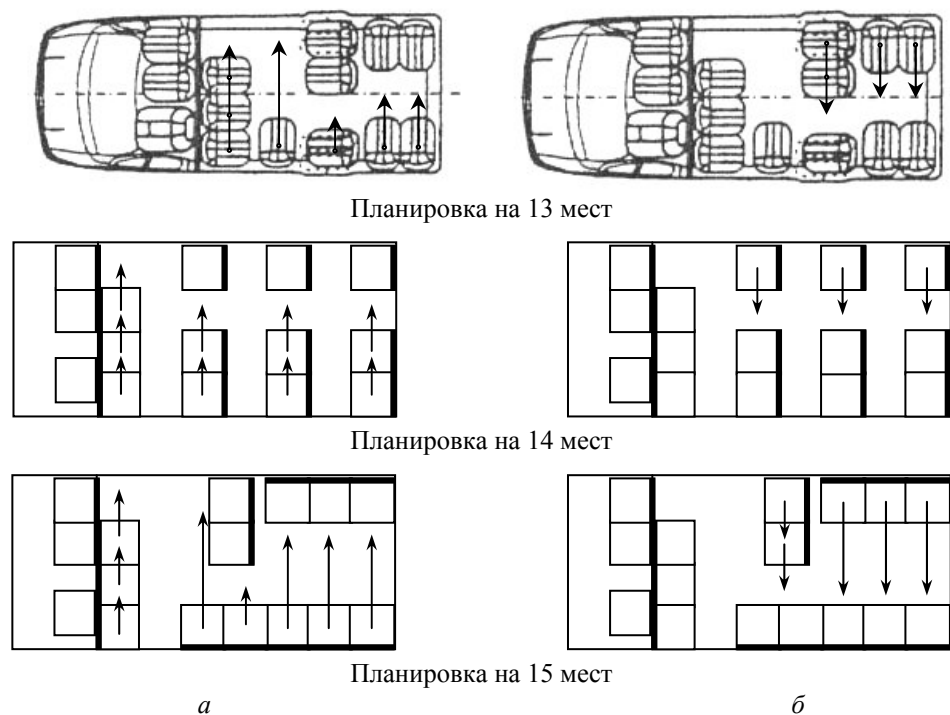


Рис. 1. Схемы возможных перемещений пассажиров на поворотах в салонах различной планировкой микроавтобуса «ГАЗель»:

а – на левом повороте; б – на правом повороте

Следует отметить, что последнее время в маршрутных микроавтобусах часто используется планировка салона, при которой сидения размещаются перпендикулярно к направлению движения. В частности такая планировка предлагается А. М. Ивановым в работе [1].

Однако при таком расположении сидений пассажиры при потере устойчивости в процессе поворота могут перемещаться на значительные расстояния, что может быть причиной опрокидывания микроавтобуса. Поэтому критическую скорость автобусов с такой планировкой салона необходимо рассчитывать из условия устойчивости пассажиров на сидениях.

Рассмотрим процесс потери пассажиром устойчивости на сидении, расположенном перпендикулярно к направлению движения (рис. 3).

Наблюдения за перемещениями человека, сидящего на сидении, в процессе крутого поворота показали, что под действием центробежной силы инерции P_n он сначала наклоняется вперед, а затем отрывается от сиденья и поворачивается вокруг центра опрокидывания (ЦО).



Рис. 2. Вид сидений, установленных перпендикулярно к направлению движения микроавтобуса Ford Transit

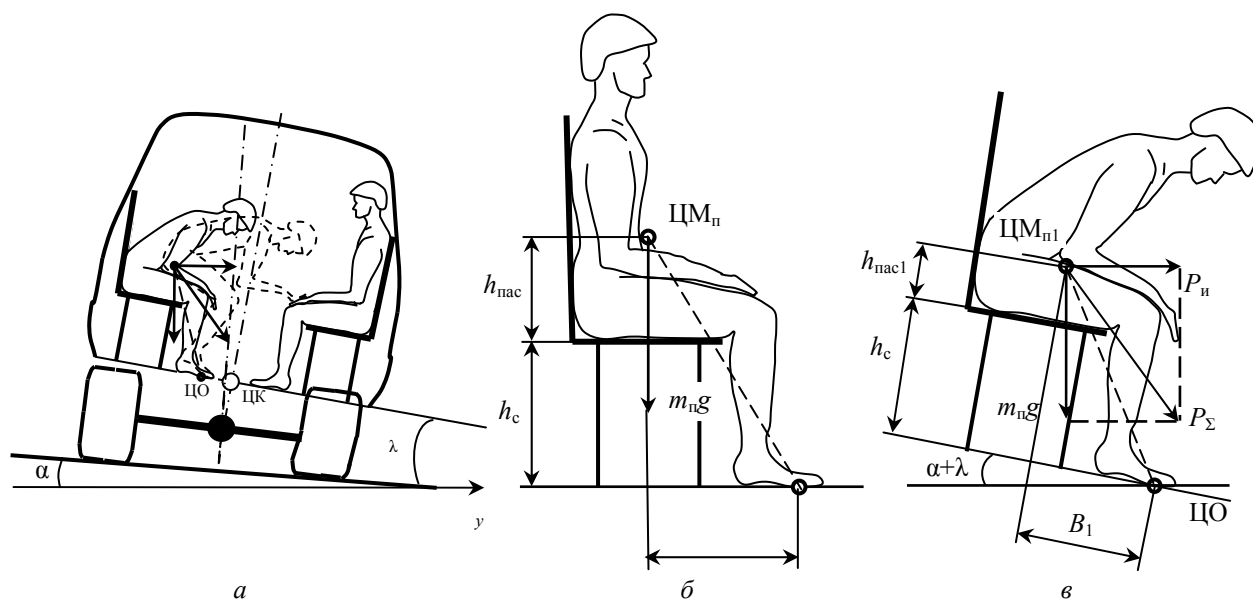


Рис. 3. Схемы для определения коэффициента устойчивости пассажира на сидении:

а – перемещение пассажира по инерции на повороте; *б* – параметры пассажира при отсутствии крена кузова и поперечной силы инерции; *в* – параметры пассажира при наличии крена кузова и поперечной силы инерции

Момент, удерживающий пассажира на сидении, создается весом пассажира, т. е.

$$M_y = G_n [B_1 \cos(\alpha + \lambda) - (h_c + h_{nac1}) \sin(\alpha + \lambda)], \quad (1)$$

где G_n – вес пассажира ($G_n = m_n g$, m_n – масса пассажира, g – ускорение свободного падения).

Момент, поворачивающий сидящего пассажира относительно ЦО, создается действующей на него центробежной силой инерции P_{Π} можно определить по формуле

$$M_{оп} = P_{\Pi} [(h_c + h_{nac1}) \cos(\alpha + \lambda) + B_1 \sin(\alpha + \lambda)], \quad (2)$$

где h_c – высота сиденья над полом; h_{nac1} – высота центра масс пассажира над сиденьем; B_1 – расстояние от проекции ЦМ пассажира на пол микроавтобуса до ЦО; λ – угол наклона кузова относительно поверхности дороги; α – угол уклона поверхности дороги относительно горизонтальной плоскости.

Показателем, определяемым как отношение моментов (1) и (2), можно оценивать устойчивость пассажира на сидении:

$$\mu = \frac{M_y}{M_{оп}} = \frac{G_n}{P_{\Pi}} \cdot \frac{\frac{B_1}{h_c + h_{nac1}} \cos(\alpha + \lambda) - \sin(\alpha + \lambda)}{\cos(\alpha + \lambda) + \frac{B_1}{h_c + h_{nac1}} \sin(\alpha + \lambda)}. \quad (3)$$

Положение пассажира на сидении не устойчиво, когда этот показатель меньше единицы.

Коэффициент устойчивости пассажира на сидении можно определить как отношение плеч удерживающего и опрокидывающего пас-

сажира моментов при отсутствии крена кузова (рис. 3, б):

$$\eta_0 = \frac{B_1}{h_c + h_{nac1}}. \quad (4)$$

Подставив формулу (4) в выражение (3), получим

$$\mu = \frac{G_n}{P_{\Pi}} \cdot \frac{\eta_0 \cos(\alpha + \lambda) - \sin(\alpha + \lambda)}{\cos(\alpha + \lambda) + \eta_0 \sin(\alpha + \lambda)} = \frac{g}{j_a} \cdot \frac{\eta_0 - \operatorname{tg}(\alpha + \lambda)}{1 + \eta_0 \operatorname{tg}(\alpha + \lambda)}, \quad (5)$$

где j_a – центростремительное ускорение автобуса.

Из выражения (5) выделим коэффициент

$$\eta = \frac{\eta_0 - \operatorname{tg}(\alpha + \lambda)}{1 + \eta_0 \operatorname{tg}(\alpha + \lambda)}, \quad (6)$$

который назовем коэффициентом устойчивости пассажира при крене кузова автобуса.

На рис. 4 приведены графики, построенные по формуле (6) с учетом антропометрических данных тела человека [4]. Из графиков можно сделать вывод, что коэффициент устойчивости пассажира на сидении существенно зависит от положения стоп ног и уменьшается пропорционально росту суммы углов уклона дороги и крена кузова.

Поэтому для повышения устойчивости пассажиров на сидениях и критической скорости необходимо снижать крен кузова автобуса на поворотах, например, за счет установки мощных стабилизаторов поперечной устойчивости.

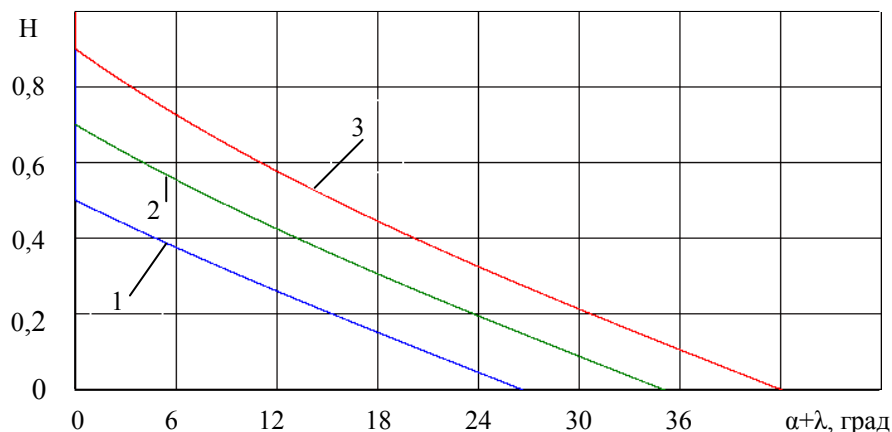


Рис. 4. Зависимость коэффициента устойчивости пассажира на сидении при крене кузова от суммы углов уклона дороги и крена кузова при различном положении стоп ног:
1 – $\eta_0 = 0,5$ (стопы ног задвинуты под сиденье); 2 – $\eta_0 = 0,7$ (стопы ног в среднем положении);
3 – $\eta_0 = 0,9$ (стопы ног выдвинуты от сидения)

Поперечная сила инерции, действующая на автобус на повороте определяется по формуле [5]

$$P_y = \frac{G_a}{g} \left(\frac{v_a^2}{3,6^2 R} + \xi \frac{L}{R} \frac{dv_a}{dt} + \xi \frac{v_a}{3,6} \frac{L^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right), \quad (7)$$

где G_a – вес автобуса; $\xi = \frac{b}{L}$ – коэффициент расположения центра масс; b – расстояние от ЦМ автобуса до заднего моста; L – база автобуса; v_a – скорость автобуса; R – радиус поворота автобуса; θ – средний угол поворота управляемых колес.

Тогда $\eta = \frac{j_a}{g} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \alpha - \lambda) =$

$$= \frac{P_y}{m_a g} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \alpha - \lambda), \quad (8)$$

или $\eta = \frac{1}{g} \left(\frac{v_a^2}{3,6^2 R} + \xi \frac{L}{R} \frac{dv_a}{dt} + \xi \frac{v_a}{3,6} \frac{L^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right) \times$

$$\times \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \alpha - \lambda). \quad (9)$$

Примем допущение, что скорость автобуса при повороте постоянна. Тогда

$$\eta = \frac{1}{g} \left(\frac{v_a^2}{3,6^2 R} + \xi \frac{v_a}{3,6} \frac{L^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right) \times$$

$$\times \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \alpha - \lambda). \quad (10)$$

Отсюда уравнение для определения критической скорости на повороте

$$v_{a \text{ кр}}^2 + 3,6 \xi \frac{L^2 + R^2}{R} \frac{d\theta}{dt} \cdot v_{a \text{ кр}} -$$

$$- 3,6^2 R g \eta \operatorname{ctg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \alpha - \lambda) = 0, \quad (11)$$

и общее решение этого уравнения

$$v_{a \text{ кр}} = -3,6 \xi \frac{L^2 + R^2}{2R} \frac{d\theta}{dt} + \frac{1}{2} \sqrt{\left(3,6 \xi \frac{L^2 + R^2}{R} \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + 4 \cdot 3,6^2 R g \eta \operatorname{ctg}(\operatorname{arctg} \eta_0 - \alpha - \lambda)} \quad (12)$$

Полученная формула может быть использована в информационной системе предупреждения опрокидывания автобуса для оперативного определения критической скорости на повороте (с учетом устойчивости пассажиров на сидениях).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Балабаева, И. Безопасный маршрутный автобус / И. Балабаева // Автомобильный транспорт. – М.: Просвещение, 2-2009. – С. 46 – 47.
2. Яхьяев, Н. Я. Информационное обеспечение организации и безопасности дорожного движения: учеб. пособие / Н. Я. Яхьяев, А. Н. Романов, Т. Б. Залимханов,

А. В. Кораблин. – Махачкала: ГУП «Типография ДНЦ РАН», 2009. – 248 с.

3. Рябов, И. М. Повышение активной безопасности автобусов особо малой вместимости в системе «водитель – автомобиль – дорога – среда – пассажиры» с помощью информационного устройства / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, Т. Б. Залимханов, М. Ш. Абдуллаев // Грузовик. – М.: Машиностроение, 2012. – № 4. – С. 13–18.

4. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. / Ред. совет: В 41. – В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1980. – Т. 6. Защита от вибраций и ударов / Под ред. К. В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.

5. Зимелев, Г. В. Теория автомобиля / Г. В. Зимелев. – Военное издательство министерства обороны союза ССР, 1957. – 455 с.

УДК 625.712

*Н. В. Занозина, А. Г. Левашев, И. М. Головных***ИЗМЕРЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ВНЕУЛИЧНЫХ СТОЯНОК**

**Национальный исследовательский
Иркутский государственный технический университет**
(e-mail: transport@istu.edu)

В статье представлен метод оценки характеристик работы внеуличных стоянок на основе данных, получаемых с детекторов на въездах на стоянки и выездах с них. Представлены результаты тестирования предложенной методики на примере данных автомобильной стоянки одного из торговых центров Иркутска.

Ключевые слова: автомобильная стоянка, продолжительность парковки, распределение продолжительности парковки, оценка спроса на парковку.

The article is devoted to the problem of the parking generation estimation and parking duration distribution estimation using data of distribution of the customers' trips. The results of the testing of the method offered are presented.

Keywords: parking facility, parking duration, distribution of parking duration, parking demand estimation.

Одной из наиболее актуальных проблем, связанных с постоянным ростом уровня автомобилизации является вопрос хранения транспортных средств на уличных и внеуличных стоянках при различных объектах тяготения.

Ярким примером является центральная часть Иркутска, где за последние десять лет количество одновременно стоящих автомобилей возросло в три раза.

На загрузку улично-дорожной сети начинают оказывать серьезное влияние объекты массового обслуживания населения, например торговые центры, которые по величине совершаемых к ним поездок уже могут конкурировать с целыми районами города.

Для того, чтобы можно было учитывать такие объекты в задачах транспортного планирования и организации дорожного движения возникает необходимость, изучения генерации посещений к таким объектам и режимов работы стоянок при них.

Вместе с тем, проведение таких исследований требует непрерывного наблюдения за объектами в течение всего дня, включая утренний и вечерний пиковые периоды, с фиксированием государственных номеров въезжающих и выезжающих автомобилей. При этом часто в результате неточного фиксирования номеров автомобилей результаты измерений содержат ошибки, которые достигают 50 % от всего объема наблюдений.

В связи с этим была сформулирована цель исследования – разработать методику оценки продолжительности парковки, используя только измеренные значения количества прибывающих и убывающих автомобилей в течение рассматриваемых временных интервалов, без фиксирования государственных номеров автомобилей.

Для достижения поставленной цели было необходимо:

- используя существующие методы оценки матриц корреспонденций транспортных потоков по замерам на сети [1–3] разработать методику оценки продолжительности парковки;
- апробировать предложенную методику на примере результатов исследования продолжительности парковки одного из торговых центров Иркутска (в работе рассмотрен рынок Южный в г. Иркутске).

Информацию о том, сколько автомобилей приезжает и когда они уезжают, можно представить в виде матрицы (рис. 1), у которой диагональ и значения выше диагонали – это количество прибывающих (строка) и убывающих (столбец) посетителей. Все, что ниже диагонали, равно нулю, поскольку течение времени имеет одну направленность (т. е. те, кто прибыли в 10:00, не могут уехать в 9:00).

Начальную оценку, матрицы распределения автомобилей между интервалами прибытия и убытия предлагается определять гравитационным методом. В этом методе требуется функция продолжительности парковки, которая является неизвестной на данном этапе. В данной работе рассматриваются три случая с разными вариантами функций, заменяющих фактическое значение (постоянная, обратная и обратная квадратическая).

Предложенная методика была протестирована на примере внеуличной стоянки в Иркутске (рис. 2). Полученные результаты (рис. 3) имеют определенную погрешность, подтверждаемую показателем RMSE (рис. 4), но при этом она позволяет исключить ошибки, связанные с ручным фиксированием номеров автомобилей, и сократить затраты времени на проведение обследований. Для рассмотренного объекта затраты на обследование сокращаются на 60 %.

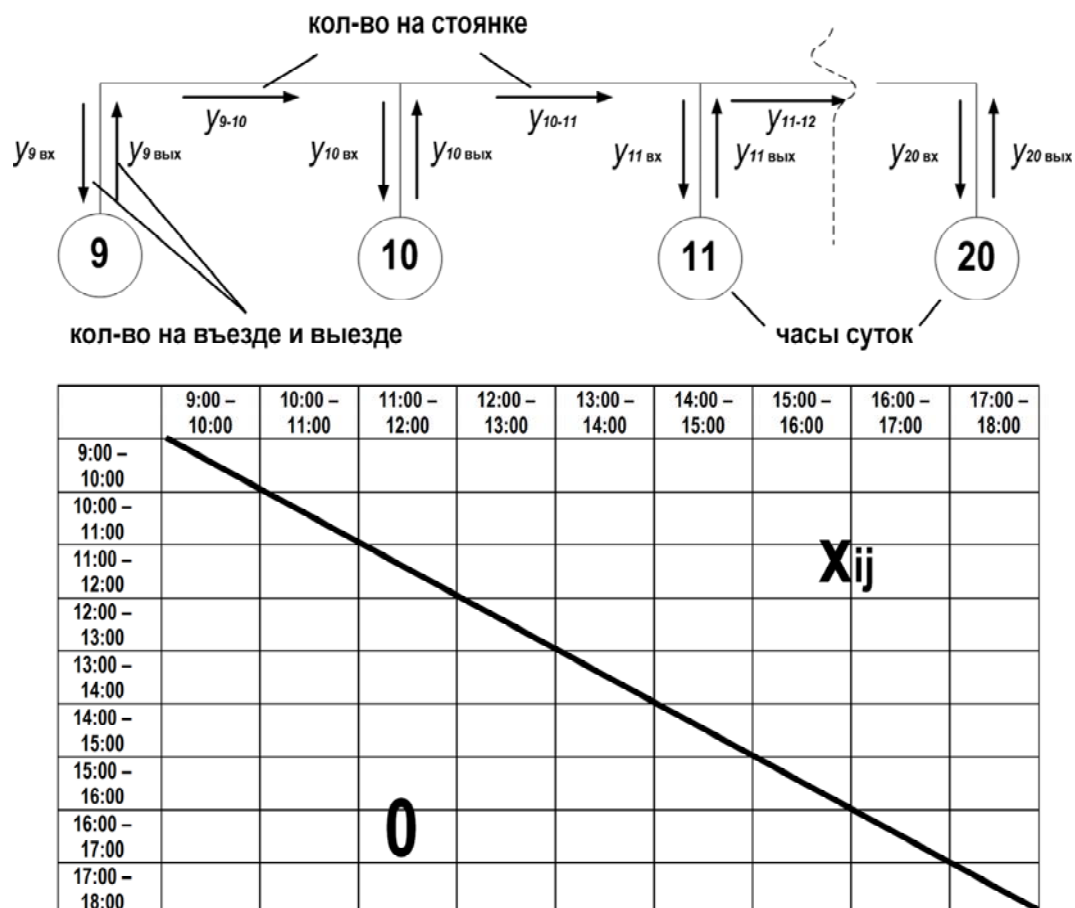


Рис. 1. Схема временных интервалов и матрица корреспонденций автомобилей между часами прибытия и убытия

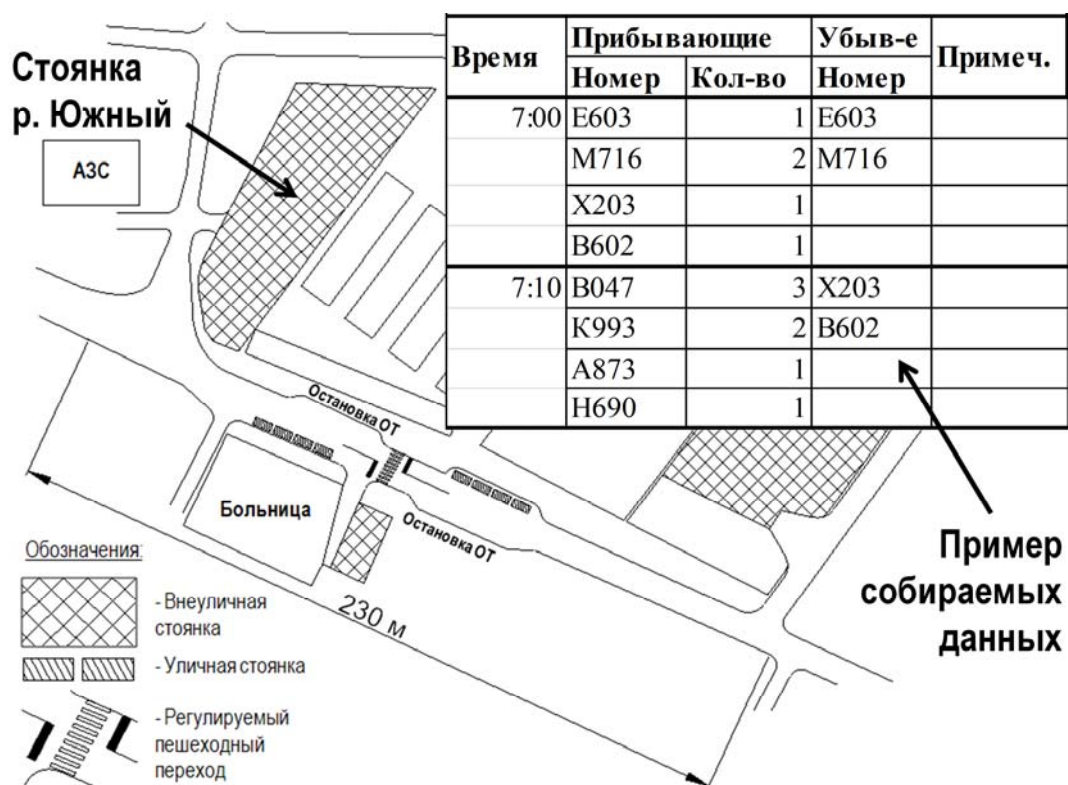


Рис. 2. Схема участка УДС в зоне внеуличных стоянок р. Южный и ТЦ Версаль в Иркутске

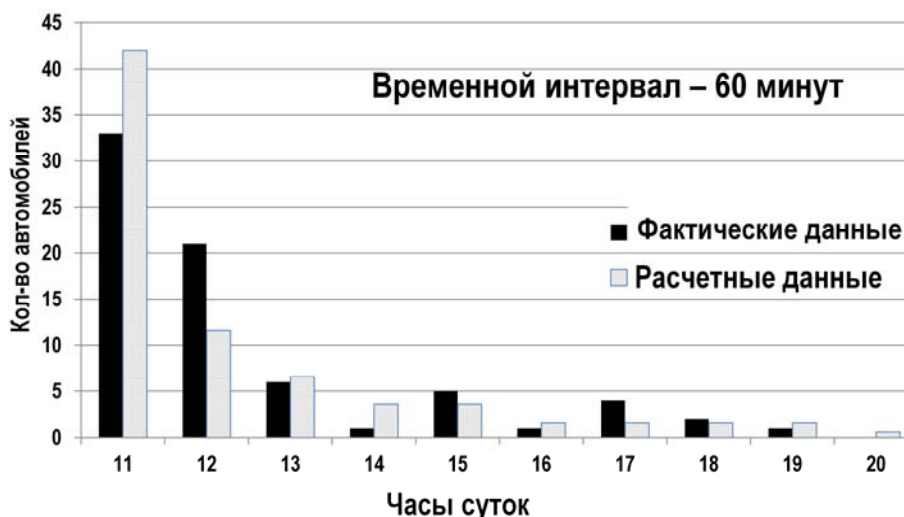


Рис. 3. Распределения убывающих посетителей, прибывших с 11:00 до 12:00 (сравнение фактических и оцененных по предлагаемому методу значений)

Сравнение результатов оценки распределения автомобилей между часами убытия с фактическими значениями

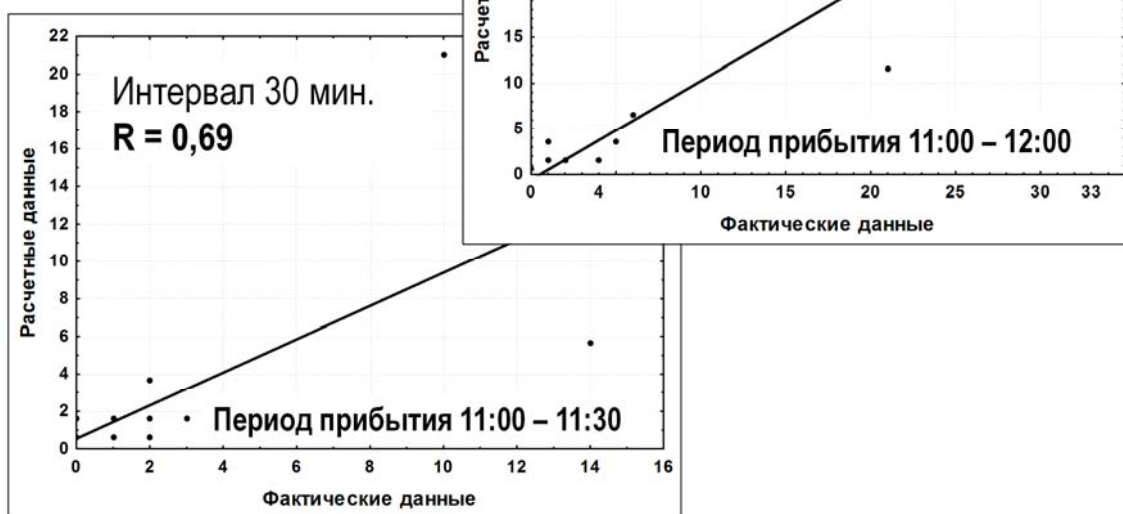


Рис. 4. Сравнение результатов оценки с фактическими значениями

Вместе с тем, считаем, что для полноценного использования этого метода необходимо дополнительные исследования по данным других стоянок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шаров, М. И. Перспективы управления транспортным спросом / М. И. Шаров // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2011. – Т. 48. – № 1. – С. 119–123.

2. Левашев, А. Г. Управление дорожным движением на магистральных улицах / А. Г. Левашев, С. Е. Тебеньков, Е. С. Иванченко // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2012. – Т. 68. – № 9. – С. 152–157.

3. Михайлов, А. Ю. Перспективная тематика исследований в области теории транспортных потоков / А. Ю. Михайлов, И. М. Головных // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2005. – Т. 22. – № 2. – С. 128–130.

УДК 625.712

*Е. С. Иванченко, С. Е. Тебеньков, А. Ю. Михайлов***ИЗМЕРЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ
НА КОЛЬЦЕВЫХ ПЕРЕСЕЧЕНИЯХ****Национальный исследовательский
Иркутский государственный технический университет
(e-mail: transport@istu.edu)**

В статье рассматривается российский и зарубежный опыт применения кольцевых пересечений как элемента улично-дорожной сети с более высокой пропускной способностью в сравнении с нерегулируемыми пересечениями. Приводятся справочные данные геометрических параметров кольцевых пересечений и формулы по оценке их пропускной способности.

Ключевые слова: нерегулируемое пересечение, кольцевое пересечение, пропускная способность, параметры транспортного потока на кольцевых пересечениях.

The article is devoted to the state-of-the-art in the implementing small roundabouts. The input data that is necessary for the capacity calculation are presented.

Keywords: unsignalized intersection, roundabouts, methods of estimation of roundabouts capacity.

Одной из важнейших проблем эксплуатации автомобильного транспорта в нашей стране является состояние безопасности дорожного движения в российских городах. Концентрация ДТП отмечается, в том числе, на нерегулируемых перекрестках, составляющих значительную долю всех пересечений городских улично-дорожных сетей (УДС). В соответствии с данными международной статистики переоборудование нерегулируемых пересечений в кольцевые пересечения малого и среднего диаметра позволяет снизить аварийность на 40–80 %, что обусловило широкое распространение «современных кольцевых пересечений» (modern roundabouts). Этим термином обозначаются кольцевые пересечения малого и среднего диаметра, имеющие приоритет движения по кольцевой проезжей части и целый ряд особенностей проектирования геометрических элементов [4–7], обеспечивающих проезд длинномерных транспортных средств и безопасное движение пешеходов. Такие кольцевые пересечения получили широкое применение в США, Канаде, большинстве стран Западной Европы, Израиле и англоязычных странах: Австралии, Новой Зеландии, Южной Африке. Масштабы применения современных кольцевых пересечений характеризуются следующими цифрами: по данным английской прессы в Великобритании насчитывается 5000 таких пересечений; во Франции в конце 1994 г. насчитывалось около 12080 современных кольцевых пересечений, а в 2005 г. их уже было более 27000. В российской практике организации дорожного движения (ОДД) кольцевые пересечения еще не получили должного применения. Поэтому важны исследования, доказывающие, что компактные

кольцевые пересечения, признанные в мировой практике одним из самых эффективных средств снижения аварийности, позволяют повысить качество ОДД и по другим показателям.

В силу своих геометрических параметров компактные пересечения не требуют значительной территории. Поскольку в Российской Федерации нет опыта эксплуатации колец или мини-колец, центральные островки которых выделяются разметкой или выполняются пологими и приподнятыми на 10–12 см, внедрение этого типа пересечений может сопровождаться нарушениями правил движения.

Поэтому представляется, что для российской практики пока более актуальны компактные кольцевые пересечения:

- компактные кольца могут размещаться в габаритах красных линий на магистральных улицах районного значения, имеющих две полосы движения, и на местных улицах;
- в отличие от мини-колец, компактные кольца имеют выделенный бортовым камнем центральный островок, что важно в условиях низкой дисциплины водителей;
- применяемые конструкции центральных островков компактных колец (Англия, Германия, США, Франция) предусматривают движение длинномерных транспортных средств (центральный островок включает наклонную краевую полосу шириной 1–2 м, на которую заезжают длинномерные грузовые автомобили и автобусы). Поскольку эффективность современных кольцевых пересечений как средства снижения аварийности убедительно доказана мировой статистикой, оценке подлежит применимость таких пересечений с позиций обеспечения пропускной способности и приемлемых уровней задержек.

В Великобритании и США пересечения, классифицируемые как компактные кольца (**Compact Roundabout**), имеют:

- по одной полосе движения на входах и выходах;
- одну-две полосы движения на кольцевой проезжей части.

Этот тип пересечений имеет меньшую пропускную способность, чем нормальные кольцевые пересечения, но обеспечивают более удобные условия движения для пешеходов. В Англии они применяются на улицах с разрешаемой скоростью движения до 40 миль/ч (74 км/ч).

В качестве достоинств компактных колец отметим следующее:

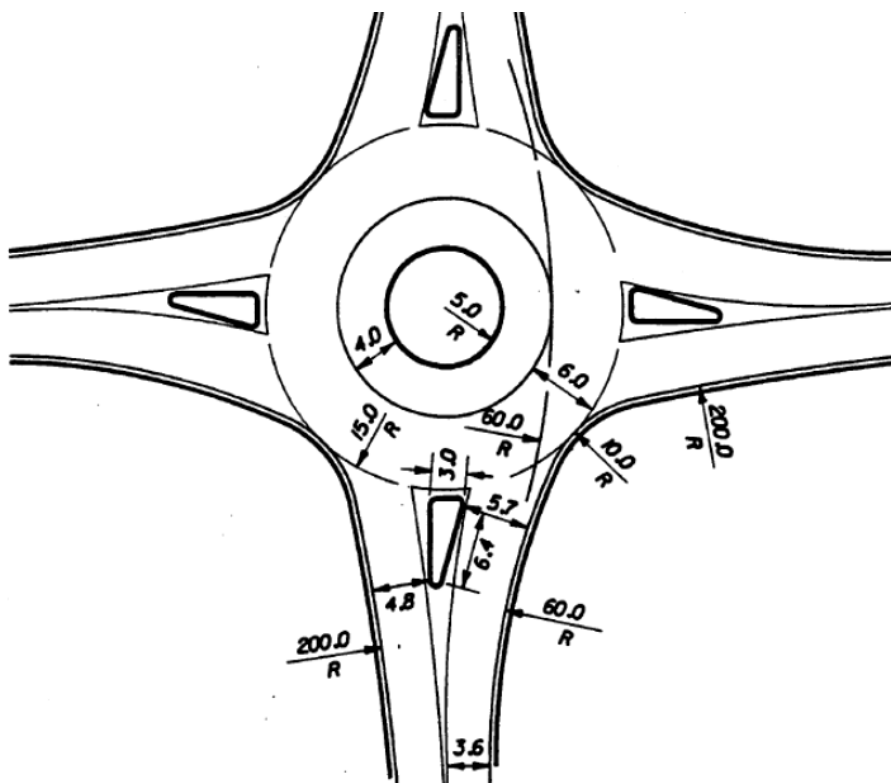
- компактные кольца могут размещаться в габаритах красных линий на магистральных улицах районного значения, имеющих две полосы движения и на местных улицах;
- применяемые конструкции центральных островков компактных колец (Англия, Герма-

ния, США, Франция) предусматривают движение длинномерных транспортных средств, центральный островок включает наклонную краевую полосу шириной 1-2 м, на которую заезжают грузовые автомобили и автобусы.

В американских нормах (Roundabouts: An Informational Guide, FHWA-RD-00-67) городские компактные пересечения имеют следующие параметры:

- расчетная скорость движения – 25 км/ч;
- внешний диаметр – 30 м;
- суточная интенсивность движения – до 15 000 авт./сутки.

Пример геометрической компоновки компактного пересечения представлен на рисунке. В данном примере внешний диаметр кольцевой проезжей части составляет 30 м, соответственно при устройстве компактного кольцевого пересечения не требуется значительной дополнительной территории, по сравнению с обычными перекрестками.



Минимальные геометрические размеры (м) компактного кольцевого пересечения (Руководство – FLORIDA ROUNDABOUT GUIDE). Геометрические параметры: радиус центрального островка – 5 м; ширина апрона – 4 м; ширина входа на кольцевую проезжую часть – 5,7 м; радиус закругления правой кромки на входе на кольцевую проезжую часть (у стоп-линии) – 10 м; ширина кольцевой проезжей части – 6 м; внешний радиус (радиус вписывания – 15 м)

В этой связи было сформулировано исследование, выполняемое в рамках деятельности Транспортной лаборатории ИргТУ [1–3], посвященное сравнительному анализу компак-

ных кольцевых пересечений и нерегулируемых пересечений с использованием показателей суммарная пропускная способность и суммарные задержки транспортных средств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шаров, М. И. Перспективы управления транспортным спросом / М. И. Шаров // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2011. – Т. 48. – № 1. – С. 119–123.
2. Левашев, А. Г. К вопросу об исследовании характеристик парковки в районе крупных центров обслуживания / А. Г. Левашев // Вестник ИрГТУ. – Иркутск, 2011. – № 3. – С. 55–59.
3. Михайлов, А. Ю. Перспективная тематика исследований в области теории транспортных потоков / А. Ю. Михайлов, И. М. Головных // Вестник Иркутского государственного технического университета, 2005. – Т. 22. – № 2. – С. 128–130.
4. [http://www.ukmotorists.com/Using UK Roundabouts Safely.mht](http://www.ukmotorists.com/Using_UK_Roundabouts_Safely.mht)
5. TD 16/07. Geometric Design of Roundabouts. Design Manual for Roads and bridges. Road geometry. Volume 6, Section 2, Junctions 2007, 51 p.
6. TD 16/93. Geometric Design of Roundabouts. Design Manual for Roads and bridges. Road geometry. Volume 6, Section 2, Junctions, 1993, 61 p.
7. TD 54/07. Design of Mini-roundabouts. Design Manual for Roads and bridges. Road geometry. Volume 6, Section 2, Junctions, 2007. 31 p.

Н. К. Клепик, А. В. Лемешкин, Н. Н. Калмыкова

АППРОКСИМАЦИЯ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ ЗАКОНОМ ЭРЛАНГА

Волгоградский государственный технический университет

(email: met.sps@gmail.com)

В статье представлена методика аппроксимации законом Эрланга.

Ключевые слова: закон распределения, гипотеза, закон Эрланга.

The paper presents a methodology for the approximation of the law Erlang.

Keywords: distribution law, hypothesis, the law Erlang.

При решении многих экономических и технических задач часто возникает необходимость описания распределения опытных данных вероятностными законами. Одним из таких законов является распределение Эрланга, находящее самое широкое применение в теории транспортных процессов и систем [1]. Так, при погрузке вязких грузов (растворы, бетонные смеси) закономерность продолжительности элемента погрузки описывается законом Эрланга, продолжительность элемента оформления документов также хорошо поддается описанию распределением Эрланга.

Плотность распределения Эрланга определяется зависимостью

$$f(t) = \frac{\lambda(\lambda t)^k}{k!} e^{-\lambda t}, \quad (1)$$

где t – случайная величина; k – параметр, численно равный числу складываемых показательных законов; λ – параметр, численно равный интенсивности числа появлений событий каждого из складываемых показательных законов.

Сложность при выравнивании экспериментальных данных законом Эрланга заключается в определении числа k складываемых показательных законов. Эту величину приближенно можно найти, используя свойства гамма-распределения, имеющего следующий вид:

$$f(t) = \frac{\lambda^\alpha}{\Gamma(\alpha)} t^{\alpha-1} e^{-\lambda t}, \quad (2)$$

где $\Gamma(\alpha) = (\alpha - 1)!$ – гамма-функция Эйлера, а величины t , α , λ имеют тот же смысл, что и для распределения Эрланга. Известно, что последнее распределение получается из гамма-распределения при α целом положительном

$$k = \alpha - 1 \quad (3)$$

Покажем на примере исследования одного из этапов транспортного процесса – времени погрузки автомобилей – порядок проверки гипотезы о принадлежности опытных данных к закону Эрланга. Методика и результаты расчетов даны в таблице. Там же приведены значения точечных статистических оценок: математического ожидания и дисперсии:

$$M(t) = 42,85 \text{ мин}; D(t) = 582,28.$$

Для гамма-распределения математическое ожидание и дисперсия через параметры α и λ выражаются следующими зависимостями:

$$M(t) = \frac{\alpha}{\lambda} = 42,85. \quad (4)$$

$$D(t) = \frac{\alpha}{\lambda^2} = 582,28.$$

Результатом решения этой системы будет $\alpha = 3,153 \approx 3$; $\lambda = 0,0736$. В дальнейшем проверяется гипотеза о принадлежности опытных данных гамма-распределению. Порядок этой проверки хорошо известен и подробно освещен в работе [2]. При положительном результате подтверждения гипотезы, как в рассматриваемом

примере, округляем параметр α до ближайшего целого и находим скорректированное значение величины λ

$$\alpha = 3,153 \approx 3; \quad \lambda = 0,070; \quad k = \alpha - 1 = 2.$$

Теоретические вероятности попадания случайной величины в интервалы (α, β) для закона Эрланга k -того рода определяются зависимостью

$$P(\alpha_i < t < \beta_i) = \int_{\alpha_i}^{\beta_i} \frac{\lambda(\lambda t)^k}{k!} e^{-\lambda t} dt = F(-\lambda t) \Big|_{\alpha_i}^{\beta_i}, \quad (5)$$

где $F(x)$ – интегральная функция распределения.

Интегралы типа (5) легко берутся с помощью интегрирования по частям и в зависимости от значения k интегральную функцию распределения можно представить в виде

$$F(x) = \frac{e^{-x}}{k!} f_k(x). \quad (6)$$

В работе определено, что в рекуррентной форме функция $f(x)$ имеет вид

$$f_{k+1}(x) = x^k + k f_k(x); \quad (7)$$

при начальном условии $f_0(x) = 1$.

Статистическая обработка экспериментальных данных – времени простоя автомобилей под погрузкой

Номер разряда	Границы интервалов времени простоя $\alpha_i - \beta_i$	Середины интервалов t_{Ci} , мин	Опытные частоты m_i^*	Опытные частоты P_i^*	$m_i^* t_{Ci}$	$m_i^* t_{Ci}^2$	Теоретические вероятности P_i	Теоретические числа попадания в разряды m_i	Слагаемые критерия Пирсона $(m_i^* - m_i)^2 / m_i$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	4–16	10	8	0,100	680	800	0,101	8,1	0,00
2	16–28	22	17	0,2175	374	8228	0,208	16,4	0,02
3	28–40	34	18	0,225	612	20808	0,219	17,5	0,01
4	40–52	46	13	0,1625	598	27508	0,173	13,9	0,06
5	52–64	58	10	0,125	580	33640	0,120	9,6	0,09
6	64–76	70	5	0,0625	350	24500	0,076	6,1	0,20
7	76–88	82	3	0,0375	246	20172	0,046	3,6	0,04
8	88–100	94	4	0,050	376	35344	0,025	2,0	2,00
9	100–112	106	2	0,025	212	22472	0,014	1,1	0,74
Итоговая строка			$\sum m_i^* = 80$	$\sum P_i^* = 1,0$	$\sum m_i^* t_{Ci} = 3428$	$\sum m_i^* t_{Ci}^2 = 193472$			$\chi^2 = 3,09$

$$M(t) = \frac{\sum m_i^* t_{Ci}}{\sum m_i^*} = 42,85; \quad D(t) = \frac{\sum m_i^* t_{Ci}^2}{\sum m_i^*} - [M(t)]^2 = 582,28.$$

Используя (7) для различных значений k , последовательно получаем следующие выражения для интегральной функции:

$$k = 0 \quad F(x) = -e^{-x} - \text{показательный закон};$$

$$k = 1 \quad F(x) = -e^{-x}(x+1) - \text{закон Эрланга 1-го рода};$$

$$k = 2 \quad F(x) = -(e^{-x}/2)(x^2 + 2x + 2) - \text{закон Эрланга 2-го рода};$$

$$k = 3 \quad F(x) = -(e^{-x}/6)(x^3 + 3x^2 + 6x + 6) - \text{закон Эрланга 3-го рода}.$$

При больших значениях $k \geq 4$ распределение Эрланга приближается к закону Вейбулла и нормальному распределению, поэтому вопрос о выдвижении гипотезы о принадлежности опытных данных к тому или иному закону должен решаться весьма скрупулезно с привлечением дополнительной априорной информации.

Проверка статистической гипотезы о принадлежности распределения опытных данных закону Эрланга дает положительный результат. Для числа степеней свободы $n=6$ и уровня зна-

чимости $\gamma=0,005$ опытное значение критерия Пирсона меньше теоретического:

$$\chi_T^2(0,05; 6) = 12,5 > \chi_{\text{оп}}^2 = 3,09.$$

В случаях, когда параметр $\alpha \approx k + 0,5$, можно выполнить два варианта проверки гипотезы для k и $k + 1$ и предпочесть тот вариант, для которого опытное значение χ^2 – квадрат Пирсона будет наименьшим.

Предлагаемый алгоритм описания экспериментальных данных законом Эрланга может быть использован при решении многих задач автомобильного транспорта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вельможин, А. В. Теория транспортных процессов и систем: учебник для вузов / А. В. Вельможин, В. А. Гудков, Л. Б. Миротин. – М.: Транспорт, 1998. – 164 с.
2. Клепик, Н. К. Статистическая обработка экспериментальных данных в задачах автомобильного транспорта: учеб. пособие / Н. К. Клепик, А. В. Лемешкин, Н. Н. Калмыкова. – Волгоград: ИУНЛ ВолгГТУ, 2011. – 84 с.

УДК 656.132.072

Ю. Я. Комаров, С. В. Колесников, С. В. Ганзин, Д. Ю. Комаров***ОСНОВНЫЕ ПОДХОДЫ К ПОВЫШЕНИЮ СКОРОСТИ СООБЩЕНИЯ
НА ОБЩЕСТВЕННОМ АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ В Г. ВОЛГОГРАДЕ****Волгоградский государственный технический университет*****МУП «ВПАТП №7»**

(e-mail: atrans@vstu.ru)

В статье рассмотрены проблемы развития городского общественного транспорта и перспективы его развития на основе скоростных автобусных перевозок.

Ключевые слова: скоростные автобусные перевозки.

In article problems of development of city public transport and prospect of its development on the basis of bus rapid transit are considered.

Keywords: bus rapid transit .

Анализ функционирования транспортных систем городов показывает, что акцент только на развитие улично-дорожной сети не позволяет решить проблемы организации перевозок и движения. Опыт развитых стран показывает, что одним из стратегических путей решения этой проблемы является создание условий для приоритетного развития общественного транспорта для того, чтобы стимулировать переход населения от индивидуального транспорта к автобусам.

Отличительными особенностями г. Волгограда являются ленточная топология и высокий темп роста уровня автомобилизации, превышающий средние показатели по стране. На 1 января 2013 года уровень автомобилизации в городе составил 242 легковых автомобилей на 1000 жителей. СНиП 2.07.01–89 «Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений» предусмотрен уровень автомобилизации на расчетный срок 200–250 легковых автомобилей. Таким образом, уже сейчас уровень автомобилизации в городе достиг предельных показателей, что требует разработки кардинальных мер для совершенствования организации дорожного движения и улучшения обслуживания пассажиров [1].

На основании анализа ситуации, сложившейся в г. Волгограде в организации дорожного движения и на общественном транспорте, можно сделать вывод о глубоком кризисе в этой области. Так, структура подвижного состава городского транспорта общего пользования на 70 % представлена автобусами малой вместимости (ГАЗель), 22 % – электротранспорт и только 8 % – автобусами средней и большой вместимости.

Кроме того, работа общественного транспорта ставит перед городом ряд проблем:

– низкие доступность, комфортабельность и качество пассажирских перевозок, вызванные, в частности, неудовлетворительным состоянием автомобильных дорог [2, 3];

– нерациональные схемы движения общественного транспорта;

– значительный объем перевозок составляют коммерческие маршрутные такси [4];

– высокий уровень загрязнения окружающей среды;

– высокая аварийность частного транспорта;

– отсутствие четкой законодательной базы организации пассажирских перевозок;

– невысокая средняя скорость сообщения – 10–15 км/ч;

– отсутствие гарантированной посадки в маршрутные такси (особенно на промежуточных остановках).

Например, по главной магистрали города – просп. Ленина проходит 66 маршрутов плюс 15 пригородных, которые обслуживает 1144 единиц транспортных средств. Попытка организовать скоростное движение на просп. Ленина и Второй продольной магистрали путем выделения крайней правой полосы движения не увенчалась успехом, так как фактически, зачастую, это полоса занята припаркованными автомобилями или при заторах ее занимают другие автомобили.

Чтобы развеять негативный имидж автобусных перевозок, нужно полностью пересмотреть каждый аспект обслуживания и функционирования транспорта. Необходимо *создать высококачественный общественный транспорт, способный конкурировать с личными автомобилями.*

С точки зрения пассажира, общественный транспорт, способный конкурировать с частным автомобилем, должен быть конкурентоспособен

в сферах итогового времени поездки, комфорта, стоимости и удобства. Данным параметрам отвечает такой вид общественного транспорта, как скоростные автобусные перевозки.

Скоростные автобусные перевозки (САП) – это высококачественная, опирающаяся на автобусы, транспортная система, которая удовлетворяет потребности быстрой, удобной и рентабельной городской мобильности,

путем создания инфраструктуры выделенных полос движения, обеспечения высокой скорости передвижения с минимальными интервалами между рейсами, а также использования маркетинга при обслуживании клиентов.

В качестве основных причин внедрения САП в городе Волгограде можно указать следующие пять причин.

Причина 1 – Эффективный вариант.

Сравнительная эффективность строительства САП со строительством скоростного трамвая в г. Волгограде

Города	Продолжительность строительства, лет	Длина, км	Количество пассажиров в день, чел.	Стоимость 1 км, млн. \$	Средняя скорость, км/ч
Волгоград (Россия)*	35	17	135 000	46,5	26
Богота (Колумбия)	3	84	1 450 000	5,3–13,3	27
Сан-Пауло (Бразилия)	12	142	2 000 000	2,0–15,0	22
Куритиба (Бразилия)	8	64	562 000	1,1–6,0	24

* – строительство скоростного трамвая.

Как видно из таблицы, скорость создания системы общественного транспорта (САП) при значительно низких затратах намного выше, чем скоростного трамвая в г. Волгограде.

Причина 2 – Низкая стоимость инфраструктуры и возможность функционировать без дотаций (система САП обычно будет стоить от 4 до 20 раз дешевле, чем трамвайная или легкорельсовая (LRT) транспортная система и от 10 до 100 раз дешевле, чем метро. На 6 млрд. рублей можно построить либо 60 км САП, либо всего 4 км скоростного трамвая.

Причина 3 – Возможность внедрения САП за короткий срок (1–3 года после создания концепции).

Причина 4 – Гибкость инфраструктуры САП и возможность ее адаптации к любым городским условиям.

Уже существующая транспортная система может быть с легкостью интегрирована в САП. Так как города с течением времени постоянно изменяются, система САП, обладающая возможностью адаптации и взаимозаменяемости – оптимальное решение.

Причина 5 – Возможность поэтапного строительства.

Для эффективной эксплуатации скоростных автобусных перевозок необходимо в г. Волгограде провести следующую подготовительную работу:

1. Создать структуру при Администрации города, которая бы отвечала за организацию и безопасность дорожного движения и за организацию

транспортного обслуживания в г. Волгограде.

Нельзя создавать и внедрять САП изолированно от всего остального. Наоборот, система является только одним из элементов общей структуры города и вариантом мобильности. Чтобы стать самой эффективной, САП должны полностью интегрироваться со всеми остальными системами и средствами.

2. Организовать отдельные полосы для САП, преимущественно посередине проезжей части.

В частности, коридоры САП могут также адекватно функционировать в условиях только одной полосы для смешанного транспорта и одной полосы для САП.

Во многих городах недостаточное обеспечение соблюдения требований сделало полосы для движения автобусов чрезвычайно неэффективными, особенно те, которые располагались в крайнем правом ряду.

3. Расширить проезжие части улиц и дорог для увеличения пропускной способности. Создать парковки, чтобы убрать припаркованные автомобили с проезжей части.

4. Убрать транзитный транспорт городского и местного значения с главных магистралей города. Постепенно вывести с этих магистралей автобусы малой вместимости.

5. Создать комплексную схему движения транспортных средств.

6. Организовать и обустроить современные транспортно-пересадочные узлы (Park & Ride), терминалы [5], удобные, комфортабельные, безопасные, защищенные от атмосферных воз-

действий остановки, оборудованные специальными приспособлениями для легкой посадки и высадки маломобильных групп населения.

7. Спроектировать коридоры САП таким образом, чтобы не менее 80 % городского населения проживало на расстоянии не более 500 метров от коридоров массовых пассажирских перевозок.

Для города Волгограда, имеющего ленточную структуру, данная задача несколько упрощается и поэтому, учитывая существующую сеть скоростного трамвая и электрички, достаточно пять коридоров, которые будут обслуживать практически 80 % жителей Волгограда.

Причем один коридор скоростного обслуживания пассажиров уже существует в лице линии скоростного трамвая, поэтому предлагается создать 4 коридора, обслуживаемые скоростными автобусными перевозками, общей протяженностью 100 км:

- кинотеатр «Юбилейный» – Мамаев Курган (II Продольная) – 40 км;
- кардиоцентр – Арена «Победа» (I Продольная) – 20 км;
- речной порт – Аэропорт – 20 км;
- ж/д вокзал – Спартановка (II Продольная) – 20 км.

8. Обеспечить обслуживание по системе «единый билет», которое позволит любому человеку достичь любой точки города без задержек по причине заторов. Оплата за проезд перед посадкой.

9. Организовать преимущества движения автобусов САП на перекрестках с помощью светофоров.

10. Снабдить все автобусы САП камерами видеофиксации нарушений.

Без выполнения этих шагов нормальное функционирование системы невозможно.

Если укрупненно рассмотреть итоги внедрения САП, которые затронут многие стороны функционирования города, то их можно сгруппировать в четыре блока:

- повышение уровня комфортабельности;
- повышение мобильности населения;
- создание нового узнаваемого бренда;
- улучшение организации дорожного движения и повышение безопасности дорожного движения.

Новая качественная система общественных перевозок позволит создать новый узнаваемый бренд для Волгограда в мировом масштабе, наравне с уже существующими: Мамаев Курган, скоростной трамвай, Сталинград, ФК «Ротор», ЧМ-2018. Новый бренд – это повышение имиджа города, а, следовательно, развитие туризма, привлечение новых инвестиций и т. д.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Ширяев, С. А.* Основные направления развития пассажирского транспорта региона / С. А. Ширяев // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. Т. 2. № 5 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы»). – С. 84–87.
2. *Гудков, В. А.* Оценка ровности дорожного покрытия на основных магистралях города Волгограда / В. А. Гудков, Ю. Я. Комаров, С. В. Ганзин, А. В. Шустов // Транспорт Российской Федерации. – № 5 (42). – С. 40–43.
3. *Комаров, Ю. Я.* К вопросу оценки ровности дорожного покрытия по критериям динамической прочности автотранспортных средств / Ю. Я. Комаров, С. В. Ганзин, А. В. Шустов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 3). – С. 46–48.
4. *Бойко, Г. В.* По плечу ли "маршруткам" безопасность и экологичность / Г. В. Бойко, С. В. Ганзин, А. А. Ревин // Грузовое и пассажирское автохозяйство, 2005. – № 11. – С. 62.
5. *Бойко, Г. В.* Некоторые вопросы оптимизации структуры подвижного состава в крупных пассажирообразующих и пересадочных пунктах / Г. В. Бойко, С. В. Ганзин, А. А. Ревин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 8 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2004. – (Серия «Наземные транспортные системы»). – С. 24–25.

УДК 656.13.084.001.57

Ю. Я. Комаров, А. В. Лемешкин, Д. Д. Сильченков

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ РУЛЕВОГО ВАЛА АВТОМОБИЛЯ
ПРИ ФРОНТАЛЬНОМ СТОЛКНОВЕНИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
УПРОЩЕННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ**

Волгоградский государственный технический университет

(email: met.sps@gmail.com)

В статье представлено исследование конструкции рулевого вала переднеприводного автомобиля ВАЗ при фронтальном столкновении с использованием упрощенной математической модели.

Ключевые слова: рулевой вал, автомобиль, безопасность.

The paper presents a study of the design steering shaft of front-drive car VAZ in the frontal collision using the simplified mathematical model.

Keywords: steering shaft, car, safety.

За последние пять лет автомобильный парк России вырос более, чем на 20 %, в ДТП ежегодно погибает до 30 тысяч человек. В связи со значительными жертвами и материальными потерями при ДТП проблема обеспечения безопасности движения на автомобильных дорогах привлекает большое внимание специалистов во многих странах мира. Повышение безопасности на дорогах, прежде всего за счет совершенствования пассивной безопасности автомобилей, является приоритетным направлением в развитии любой страны.

Анализ ДТП по г. Волгограду показал, что наибольшее количество ДТП происходит с переднеприводными автомобилями семейства ВАЗ 2108-2112. При этом до 60 % полученных травм водителями при ДТП приходилось на детали рулевого управления. Самым опасным фактором при получении травм является перемещение, прежде всего рулевого вала.

В этой связи основное внимание при исследовании было сделано на определение зависимости величины перемещения рулевого вала от

скорости автомобиля при фронтальном эксцентричном столкновении [1]. Для этого была разработана упрощенная конечно-элементная модель автомобиля ВАЗ 2115 [2]. Моделирование проводилось с использованием программного продукта ABAQUS, который позволяет моделировать различные динамические процессы [3, 4]. Конечно-элементная модель автомобиля состоит из 32 деталей, 45 связей и 3300 элементов (рис. 1).

Поведение силовой структуры математической модели при эксцентричном столкновении представлено на рис. 2.

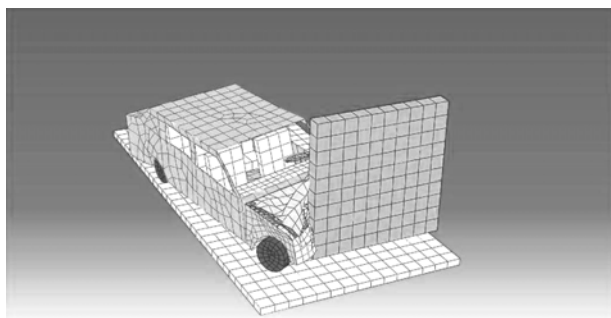


Рис. 1. Конечно-элементная модель автомобиля ВАЗ 2115

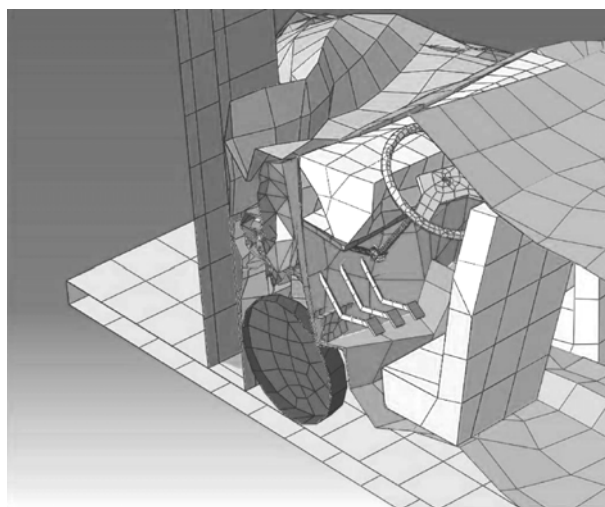


Рис. 2. Поведение силовой структуры математической модели

Исследования были проведены для рулевого вала автомобиля ВАЗ 2115 с одним карданным шарниром (это стандартная конструкция). Данные исследования представлены на рис. 3, 4, 5.

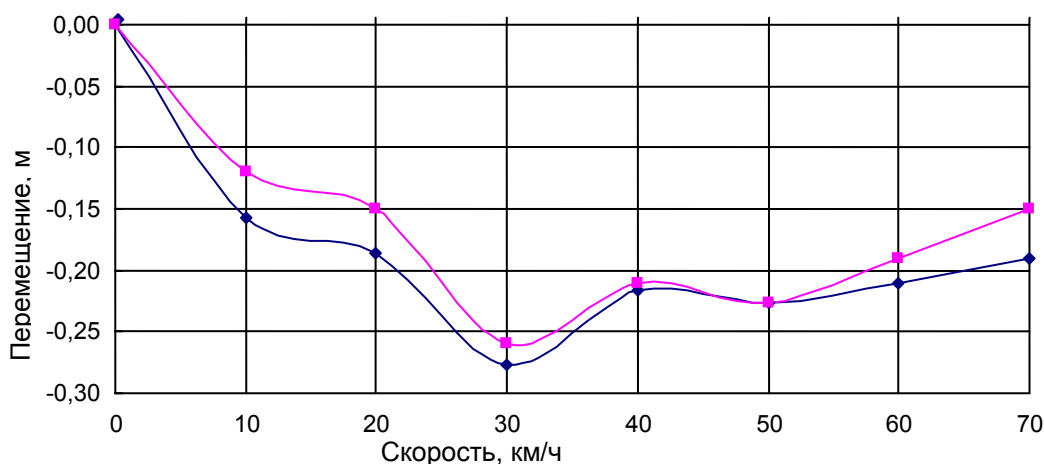


Рис. 3. Перемещение торца рулевой колонки в продольной плоскости:
— расчетное значение; — эксперимент

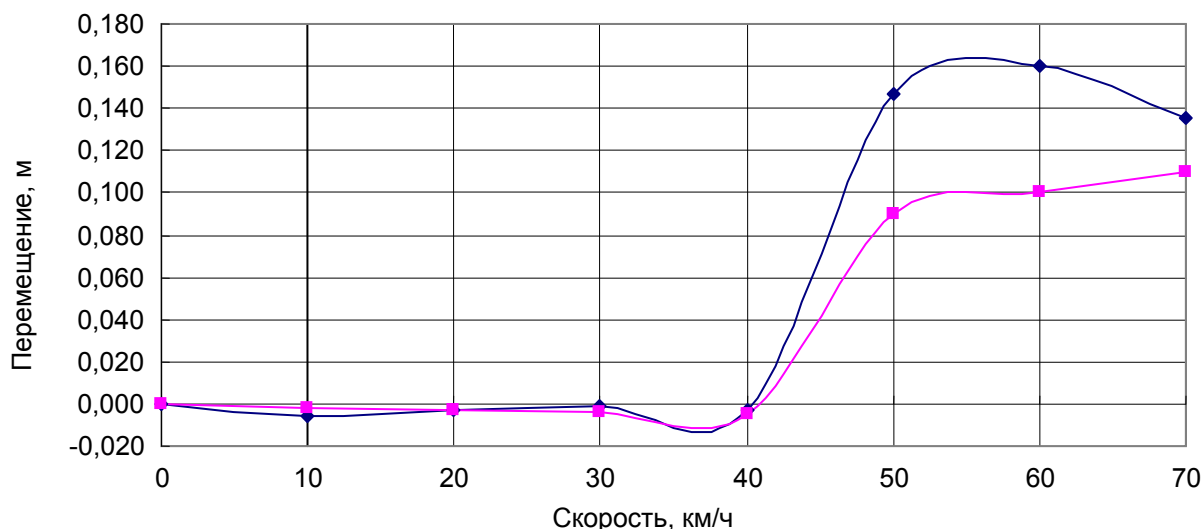


Рис. 4. Перемещение торца рулевой колонки в вертикальной плоскости:

— расчетное значение; — эксперимент

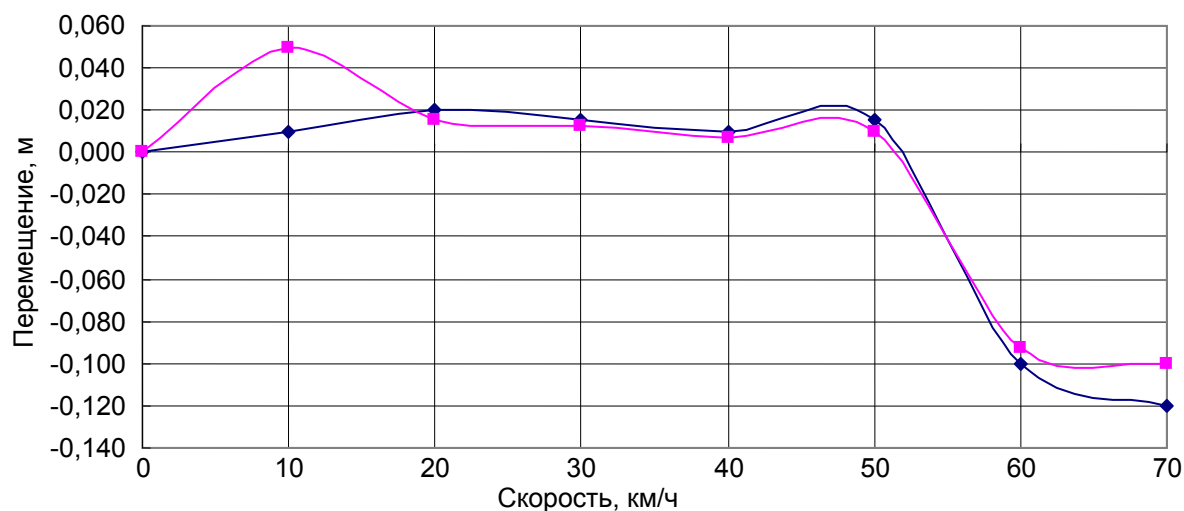


Рис. 5. Перемещение торца рулевой колонки в поперечной плоскости:

— расчетное значение; — эксперимент

Анализ полученных данных показал, что результаты моделирования отличаются от экспериментальных данных, полученных на полигоне, не более чем на 10 %.

Пакет прикладных программ ABAQUS позволяет моделировать процесс фронтального столкновения автомобилей с достаточно высокой точностью [5, 6]. Стоимость работ по моделированию столкновений существенно меньше, чем проведение натурных испытаний, что, в свою очередь, приводит к снижению затрат на проектирование. С развитием программного комплекса для проведения виртуальных краш-тестов, полигонные испытания можно проводить намного реже, только для проверки результатов компьютерного моделирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Комаров, Ю. Я. Конструкция рулевого вала и пассивная безопасность АТС / Ю. Я. Комаров, А. В. Лемешкин // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 6. – С. 24–26.
2. Комаров, Ю. Я. Исследование автомобилей семейства ВАЗ 2108-099 на пассивную безопасность / Ю. Я. Комаров, А. В. Лемешкин // Прогресс транспортных средств и систем-2005: матер. междунар. науч.-практ. конф., (20–23 сент. 2005) / ВолгГТУ и др. – Волгоград, 2005. – Ч. 1. – С. 84–85.
3. Зависимость деформации кузова автомобиля при лобовом ударе от скорости движения и перекрытия системы «автомобиль – препятствие» / Ю. Я. Комаров, В. М. Волчков, В. Н. Федотов, А. В. Лемешкин // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 12. – С. 18–19.
4. Комаров, Ю. Я. Компьютерные программы – инструмент оценки прочности деталей передней части автомобиля / Ю. Я. Комаров, А. В. Лемешкин, Д. Д. Сильченков // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 12.

5. Модель для экспертной оценки дорожно-транспортных происшествий / Ю. Я. Комаров, В. М. Волчков, А. В. Лемешкин, В. Н. Федотов // Вестник транспорта. – 2008. – № 9. – С. 37–39.

6. Создание модели процесса наезда транспортного средства на неподвижное препятствие для экспертной

оценки ДТП / Ю. Я. Комаров, В. М. Волчков, А. В. Лемешкин, В. Н. Федотов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 8 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2008. – (Серия «Актуальные проблемы управления, вычислительной техники и информатики в технических системах» ; вып. 5). – С. 35–37.

Т. В. Коновалова, С. Л. Надирян, А. В. Запривода

**МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ
БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ
АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА**

Кубанский государственный технологический университет

(e-mail: tan_kon@mail.ru, sof008008@yandex.ru, rush7777@yandex.ru)

В данной статье рассмотрена методика оценки эффективности обеспечения безопасности движения (БД) на автотранспортных предприятиях (АТП), позволяющая оперативно контролировать как отдельно взятое АТП, так и комплексно – все АТП. Позволяет в индивидуальном порядке разрабатывать методы повышения БД для конкретного АТП, искать пути решения в зависимости от тех недостатков, которые были выявлены в ходе проверок.

Ключевые слова: безопасности движения, автотранспортные предприятия, интегральный показатель.

This article discusses the methodology of evaluation of the efficiency of traffic safety on motor transport enterprises, allowing you to quickly control as a separate motor transport enterprise, and complex - all enterprises of motor transport. Allows you to individually develop methods of increasing road safety for the particular motor transport of the enterprise, search for solutions depending on the shortcomings that were identified in the course of inspections.

Keywords: traffic safety, road transport companies, an integral indicator.

В условиях увеличения объема автомобильных перевозок необходимо совершенствование методов их организации и обеспечения безопасности движения (БД) транспортных средств. Для этого всеми подразделениями и организациями Министерства транспорта РФ ведется систематическая работа, направленная на повышение БД. В соответствии с [1] проверки работы предприятий и организаций по предупреждению дорожно-транспортных происшествий (ДТП) осуществляются с целью оценки их деятельности по обеспечению безопасности перевозок, выявления резервов сокращения аварийности, принятия мер и оказания помощи по устранению выявленных проверками недостатков. При каждой проверке обязательным является: выявление проблем аварийности, выполнение планов мероприятий и основные направления в профилактике аварийности, достижение запланированных результатов по сокращению аварийности, количественная и качественная оценка. Для более правильной организации работы по повышению БД необходим четкий учет не только ДТП, но и учет нарушений водителями транспортной дисциплины, угнанного транспорта, автомобилей, с которых сняты номерные знаки за технические

неисправности, водителей, лишенных права на управление транспортом, и т. п. [1, 2].

Для оценки эффективности работы по БД на предприятиях автомобильного транспорта авторами разработана методика, основанная на расчете интегрального показателя безопасности движения. В качестве критериев оценки эффективности могут выступать плановые значения показателей, среднеотраслевые показатели, нормативы затрат, установленные нормативными правовыми актами. Правильность выбора критериев, их соответствие требованиям позволит сделать обоснованные выводы об эффективности системы обеспечения БД [5].

Выбор критериев оценки эффективности осложняется тем, что в отличие от деятельности коммерческих предприятий, где конечной целью является получение прибыли (то есть экономический результат), целью деятельности по обеспечению БД является выполнение задач, степень выполнения которых во многом не поддается денежной оценке, что обуславливает проблему несопоставимости в денежном выражении результатов [6]. Таким образом, выбор критериев для оценки работы по обеспечению БД является важной и весьма сложной проблемой.

Методика оценки эффективности работы по БД на предприятиях автомобильного транспорта начинается в ходе предварительного изучения объектов анализа одновременно с выбором целей и задач оценки. При этом целесообразно определить возможные источники критериев, на основе изучения которых следует провести их первоначальный отбор [4]. Далее формируется детальный перечень критериев, в соответствии с которым будет оцениваться эффективность работы по безопасности движения на предприятиях автомобильного транспорта.

Интегральный показатель (R) является итоговым показателем эффективности применения системы оценки качества БД на предприятиях автомобильного транспорта с диапазоном от 1 до 10:

$$R = \frac{\sum R_i \cdot q_i}{\sum q_i}, \quad (1)$$

где R_i – i -й комплексный критерий; q_i – весовой коэффициент i -го комплексного критерия.

По результатам оценки работа по БД может быть оценена следующим образом: положитель-

ная ($R > 9,0$), удовлетворительная ($7,0 \leq R \leq 9,0$), отрицательная ($R < 7,0$).

Интегральный показатель включает систему комплексных критериев, которые подразделяется на множество составляющих с соответствующим весом (баллом) из общего количества баллов:

R_1 – наличие и правильность ведения журналов по БД;

R_2 – наличие нормативных документов;

R_3 – наличие приказов;

R_4 – оборудование класса БД для занятий с водителями;

R_5 – медицинский кабинет;

R_6 – контрольно-технический пункт;

R_7 – организация работы инженера по БДД;

R_8 – проверка службы эксплуатации;

R_9 – проверка диспетчерской службы

R_{10} – международные колонны.

Весовые коэффициенты, определены методом экспертных оценок в зависимости от степени влияния на аварийность и представлены в табл. 1.

Таблица 1

Весовые коэффициенты комплексных критериев

	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_6	R_7	R_8	R_9	R_{10}
q_i	0,065	0,025	0,075	0,055	0,1	0,15	0,25	0,2	0,035	0,045

Предлагаемая методика апробирована на транспортных предприятиях крупного холдинга. Приведем пример расчета комплексного показателя (R_1) «Наличие и правильность ведения журналов по БД» для двух транспортных предприятий холдинга. Сравнимые предприятия находятся в г. Энгельсе и в г. Крпоткине:

$$R = \sum X_i \cdot k_i, \quad (2)$$

где X_i – частный критерий; k_i – весовой коэффициент.

Значение частного критерия принимается равным 0, 5 и 10. В случае, если требуемое условию по критерию полностью выполняется, значение $X_i = 10$, если есть замечание и критерий выполняется недостаточно качественно $X_i = 5$. $X_i = 0$ в том случае, если требования по критерию не выполняются. Весовой коэффициент выбирают исходя из степени влияния того или иного критерия на показатели БД. Так наиболее значимому критерию присваивается больший коэффициент. Результаты расчета сведены в табл. 2.

Таблица 2

Расчет комплексного показателя R_1 «Наличие и правильность ведения журналов по БД»

Формулировка частного критерия	Весовой коэффициент, k_i	Частный критерий, X_i		Интегральный показатель, R_i	
		Крпоткин	Энгельс	Крпоткин	Энгельс
1. Журнал вводного инструктажа	0,11	5	5	5,475	5,39
2. Журнал предрейсового инструктажа	0,11	5	5		
3. Журнал периодического инструктажа	0,11	5	5		
4. Журнал сезонного инструктажа	0,11	5	5		
5. Журнал специального инструктажа	0,11	5	5		
6. Журнал учета ДТП водителями предприятия	0,026	5	5		

Окончание табл. 2

Формулировка частного критерия	Весовой коэффициент, k_i	Частный критерий, X_i		Интегральный показатель, R_i	
		Кропоткин	Энгельс	Кропоткин	Энгельс
7. Журнал учета нарушения ПДД водителями предприятия	0,026	5	10		
8. Журнал учета водителей группы риска «По нарушениям транспортной дисциплины»	0,026	5	5		
9. Журнал учета изменений по маршрутам движения	0,026	5	5		
10. Журнал посещения занятий водителями	0,026	5	5		
11. Журнал выпуска автомобилей на линию и возврата их с линии	0,026	10	10		
12. Журнал регистрации неисправностей, выявленных механиком по выпуску	0,069	5	5		
13. Журнал установки пломб-наклеек	0,026	5	5		
14. Журнал передачи по смене (пломб-наклеек)	0,026	5	10		
15. Журнал учета предрейсовых и послерейсовых медицинских осмотров водителей	0,069	10	5		
16. Журнал учета водителей «Группы риска по медицинским показателям» и свыше 55 лет	0,026	5	5		
17. Журнал учета направлений водителей «группы риска» для ежегодного медицинского обследования по месту жительства	0,026	5	5		
18. Журнал регистрации медицинских освидетельствований сотрудников АТП на состояние опьянения (Протоколы)	0,026	5	5		
19. Журнал учета водителей, отстраненных от рейсов	0,026	5	5		

Аналогично определяются все комплексные критерии. Для каждого из них определены частные критерии и соответствующие весовые коэффициенты.

В результате расчета интегральных показателей (R) по двум сравниваемым предприятиям: г. Кропоткин – 6,8915; г. Энгельс – 7,655975.

Таким образом, сравнив полученные данные по оценочной шкале, можно сказать, что обеспечение БД по двум предприятиям – удовлетворительное с небольшой разницей по итоговым интегральным показателям.

Первичные данные, необходимые для расчета интегрального показателя, берутся на основе ежегодных внутренних проверок по БД. Данная методика позволяет оперативно контролировать как отдельно взятое автотранспортное предприятие (АТП), так и комплексно – все АТП, позволяет в индивидуальном порядке разрабатывать методы повышения БД для конкретного АТП, искать пути решения в зависимости от тех недостатков, которые были выявлены в ходе проверок:

1. Положение по организации проверок работы автотранспортных организаций по предупреждению дорожно-транспортных происшествий. РД-200-РСФСР-12-0071-86-06.

2. Распоряжение Правительства РФ от 22.11.2008 N 1734-р «О Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 года»

3. Распоряжение Правительства РФ от 27 октября 2012 г. № 1995-р «О Концепции федеральной целевой программы "Повышение безопасности дорожного движения в 2013–2020 годах"»

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Положение по организации проверок работы автотранспортных организаций по предупреждению дорожно-транспортных происшествий. РД-200-РСФСР-12-0071-86-06.
2. Распоряжение Правительства РФ от 22.11.2008 N 1734-р «О Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 года».
3. Распоряжение Правительства РФ от 27 октября 2012 г. № 1995-р «О Концепции федеральной целевой программы "Повышение безопасности дорожного движения в 2013–2020 годах"».
4. Симчук, Е. Н. Научно-технические основы оценки соответствия в дорожном хозяйстве / Е. Н. Симчук // Наука и техника в дорожной отрасли. – 2006. – № 3. – С. 14–15.
5. Гаврилов, Д. С. Совершенствование управления на транспорте / Д. С. Гаврилов, В. А. Грановский // Молодой ученый. – 2009. – № 12. – С. 40–42.
6. Золотарева, О. А. Проблемы исследования дорожно-транспортных происшествий как объекта статистического анализа / О. А. Золотарева // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2011. – № 1. – С. 105а–109.

УДК 656.135.073.41

*А. В. Куликов, С. Ю. Фирсова***СНИЖЕНИЕ ТРАНСПОРТНЫХ ЗАТРАТ ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ПЕРЕВОЗКИ СТРОИТЕЛЬНЫХ ГРУЗОВ****Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: ap@vstu.ru)

В статье рассмотрена технология перевозки тротуарной плитки на объект жилищного строительства в сфере благоустройства территории города.

Для сокращения транспортных издержек предложен логистический подход к перевозке строительных грузов и методика разработки технологических проектов перевозки тротуарной плитки.

Ключевые слова: грузовые перевозки, технологический проект, технологические схемы, транспортные затраты.

In article the technology of transportation of paving slabs on object of housing construction in the sphere of improvement of the territory of the city is considered.

For reduction of transport expenses logistic approach to transportation of construction freights and a technique of development of technological projects of transportation of paving slabs is offered.

Keywords: freight transportation, technological project, technological schemes, transport expenses.

При организации перевозок строительных грузов необходимо использовать логистический подход при разработке технологических схем.

При индивидуальном логистическом подходе к разработке схем перевозки грузов необходимо учитывать конкретные условия: мощность производителя; потребности строительных объектов; характеристики транспортной сети; формы транспортного обслуживания; типы строительных грузов.

Стоимость выполнения каждой работы в предлагаемых схемах оценивается по продолжительности ее выполнения и себестоимости использования подвижного состава и погрузо-разгрузочных механизмов в единицу времени [1, 2]. Для оптимизация функционирования всей логистической системы «поставщик – перевозчик – потребитель» необходимо определить затраты каждого компонента, входящего в систему.

При перевозке тротуарной плитки могут быть применены различные варианты технологических схем, равнозначные с точки зрения технологических требований к транспортированию, но имеющие значительные отличия по технико-экономическим показателям.

Эффективная транспортно-технологическая схема выбирается на основе технико-экономического анализа всех возможных альтернативных вариантов. В качестве критерия оптимизации принимается сумма приведенных затрат [3, 4, 5].

Если сопоставимых вариантов транспортно-технологических схем несколько с приблизи-

тельно равными приведенными затратами, то предпочтение отдается варианту, который обеспечивает сокращение времени доставки; возможность применения средств автоматизированного управления процессом транспортирования; гибкость транспортного процесса; более высокий уровень механизации и автоматизации погрузо-разгрузочных и складских работ [6].

В статье представлено исследование технологических схем перевозки поддонов с тротуарной плиткой на платформах автомобилей различных типов: автомобиль тягач с обменными полуприцепами; бортовой автомобиль с прицепом; одиночный бортовой автомобиль; бортовой автомобиль с крано-манипуляторной установкой (КМУ). В результате исследования выбрана оптимальная схема по минимальной сумме транспортных затрат.

В качестве примера, рассмотрена перевозка тротуарной плитки на «европоддонах» к жилому массиву.

Исходя из заданных условий перевозки, произведены расчеты количества поддонов на платформе, веса транспортного пакета и объема перевозок тротуарной плитки: КамАЗ - 65117 – 16 поддонов (14,48 т); КамАЗ - 44108+ППЦ НЕФАЗ 9334 – 17 поддонов (15,39 т); КамАЗ - 65117+ ПЦ НЕФАЗ-8332 – 25 поддонов (22,63 т).

Распространенным вариантом перевозок на исследуемом объекте является схема с использованием бортового автомобиля с прицепом. Результаты расчета технологических схем, используемых при перевозке тротуарной плитки, представлены в таблице и на рис. 1–4.

**Расчет технологической схемы перевозки тротуарной плитки
с использованием обмена полуприцепами**

№ события	Наименование	Подвижной состав и ПРМ	Продолжительность операций, мин	Стоимость, руб.
1–2	Маневрирование автомобиля в пункте погрузки	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	5	86,67
2–3	Отцепка порожнего полуприцепа	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	7	121,33
3–4	Ожидание погрузки	Нефаз 9334	3	0,00
4–5	Погрузка полуприцепа	Нефаз 9334 + CPD-25	26	216,67
3–6	Маневрирование тягача	КамАЗ – 44108	5	86,67
6–8	Прицепка груженого полуприцепа	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	10	173,33
6–7	Оформление документов	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	5	86,67
8–9	Транспортирование	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	25	433,33
9–10	Маневрирование в пункте разгрузки	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	3	52,00
10–11	Отцепка груженого полуприцепа	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	7	121,33
11–12	Ожидание разгрузки	Нефаз 9334	3	0,00
12–13	Разгрузка полуприцепа	Нефаз 9334 + HYUNDAI 33D-7	34	453,33
11–14	Маневрирование тягача	КамАЗ – 44108	5	86,67
14–15	Оформление документов в пункте разгрузки	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	5	86,67
14–16	Прицепка порожнего полуприцепа	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	10	83,33
16–17	Подача ПС под погрузку	КамАЗ – 44108 + Нефаз 9334	25	208,33
Итого			102	1768,00

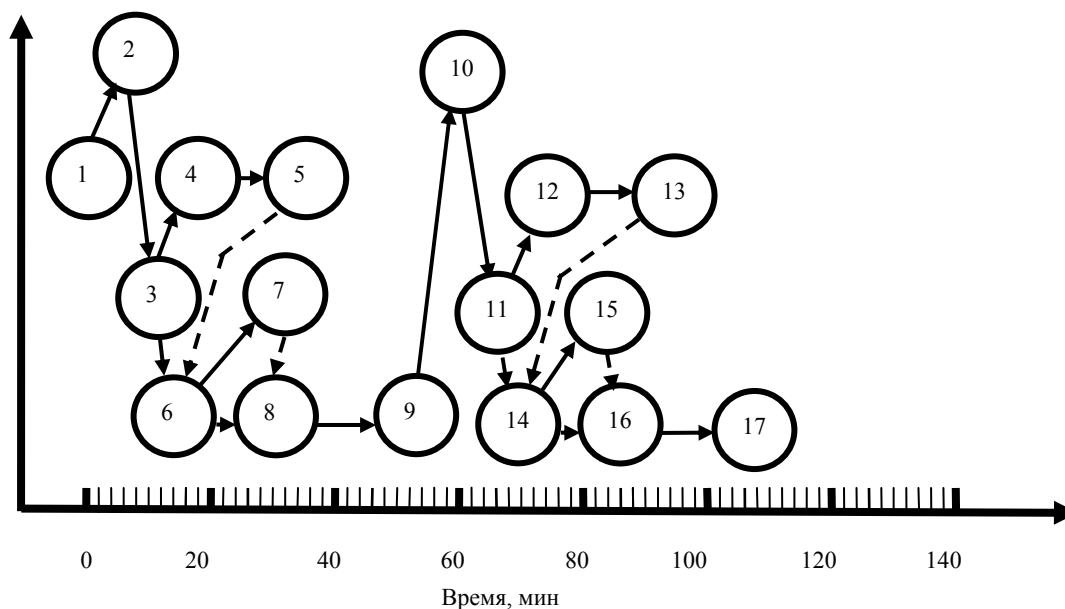


Рис. 1. Технологическая схема перевозки тротуарной плитки с использованием седельного тягача с обменом полуприцепами

Согласно исследованию, для перевозки заданного объема тротуарной плитки рациональнее использовать седельный тягач с обменом полуприцепами, так как транспортное время по сравнению с используемым вариантом (схема

№ 3) сокращается на 52 мин и стоимость перевозки снижается на 2185 руб.

Для перевозки требуемого объема тротуарной плитки по схеме № 1 необходимо 12 ездов, экономический эффект составит 26220 руб.

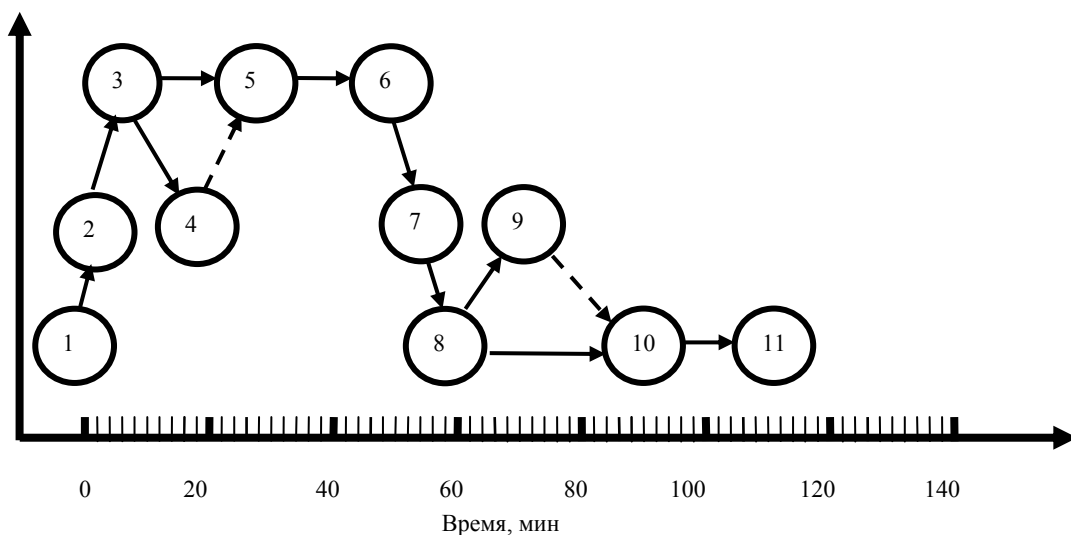


Рис. 2. Технологическая схема перевозки тротуарной плитки с использованием бортового автомобиля

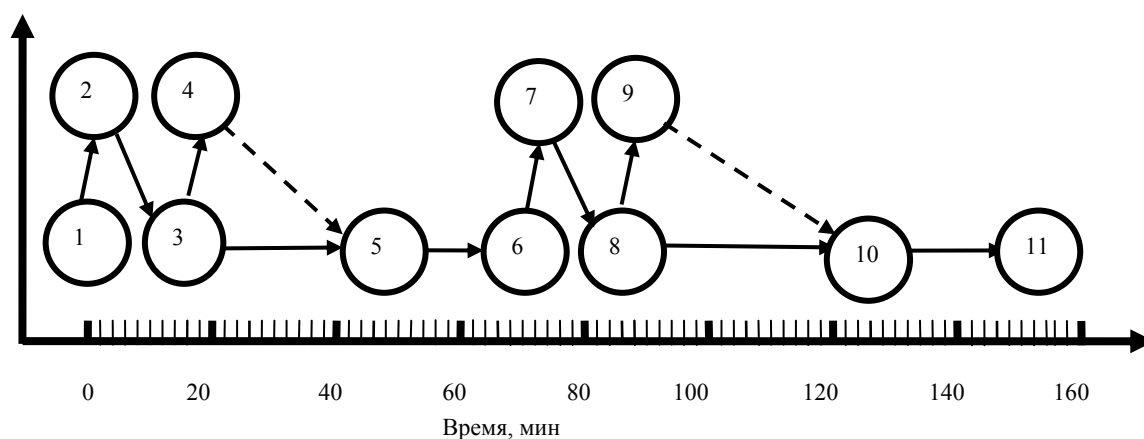


Рис. 3. Технологическая схема перевозки тротуарной плитки с использованием бортового автомобиля с прицепом

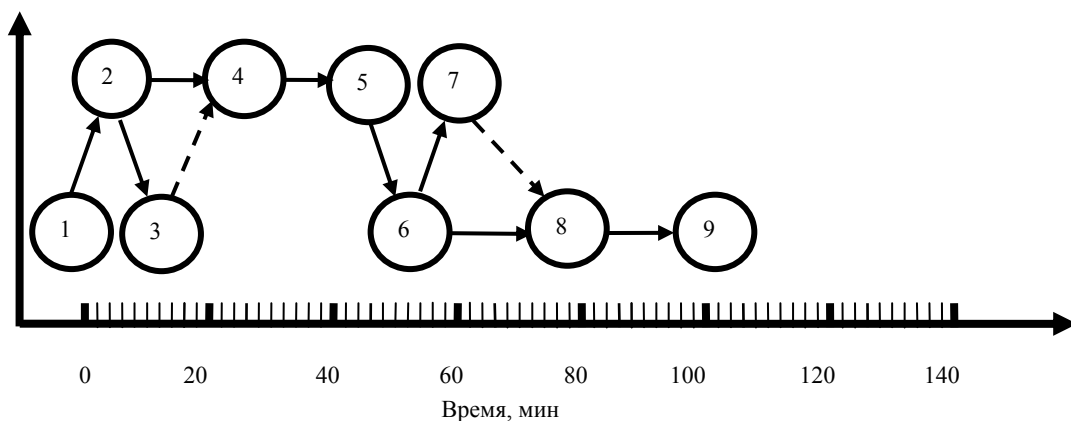


Рис. 4. Технологическая схема перевозки тротуарной плитки с использованием бортового автомобиля с крано-манипуляторной установкой

При проведении строительных и ремонтных работ в стесненных городских условиях целесообразно использование крано-манипуляторной установки. Проведенное исследование технологии перевозок тротуарной плитки с приме-

нением КМУ на бортовом автомобиле, выявило, что транспортное время увеличивается на 2 мин., стоимость перевозки возрастает на 139 руб. за езду и число ездов для перевозки заданного объема увеличивается на 10 ед., а это

в свою очередь увеличивает стоимость перевозки на 1390 руб.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Грузовые автомобильные перевозки: учебник / А. В. Вельможин, В. А. Гудков, Л. Б. Миротин, А. В. Куликов. – М.: Горячая линия – Телеком, 2006. – 560 с.

2. Куликов, А. В. Основные принципы составления технологических схем перевозки грузов в жилищном строительстве / А. В. Куликов, С. Ю. Фирсова // Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств : матер. VII междунар. науч.-техн. конф., Пенза, 16–18 мая 2012 г. / ФГБОУ ВПО «Пензенский гос. ун-т архитектуры и строительства», Автомобильно-дорожный ин-т. – Пенза, 2012. – С. 100–104.

3. Куликов, А. В. Планирование грузовых перевозок в жилищном строительстве / А. В. Куликов, С. Ю. Фирсова // Современные направления теоретических и прикладных исследований – 2012 : сб. науч. тр. SWorld : матер. междунар. науч.-практ. конф., 20–31 марта 2012 г. Вып. 1, т. 2 / Одес. нац. морской ун-т [и др.]. – Одесса, 2012. – С. 26–30.

4. Куликов, А. В. Применение рациональных технологических схем перевозки строительных грузов как одно из направлений снижения стоимости объектов жилищного строительства / А. В. Куликов, С. Ю. Фирсова // Актуальные проблемы стратегии развития Волгограда : сб. ст. / Администрация г. Волгограда, МУП «Городские вести». – Волгоград, 2012. – С. 32–34.

5. Куликов, А. В. Технология перевозок грузов автомобильным транспортом в строительных системах / А. В. Куликов, С. Ю. Фирсова // Транспортные и транспортно-технологические системы : матер. междунар. науч.-техн. конф. (20 апр. 2011 г.) / ГОУ ВПО «Тюменский гос. нефтегаз. ун-т». – Тюмень, 2011. – С. 153–158.

6. Совершенствование технологии перевозки грузов при строительстве жилых объектов / В. А. Гудков, А. В. Вельможин, А. В. Куликов, С. Ю. Фирсова // Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств: матер. VI междунар. науч.-техн. конф. (Пенза, 18–20 мая 2010 г.). В 2 ч. Ч. 1 / ГОУ ВПО «Пенз. гос. ун-т архитектуры и строительства», Автомоб.-дорожный ин-т. – Пенза, 2010. – С. 218–222.

В. В. Нагорный, С. С. Крамаренко

ВЛИЯНИЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПОЛЕЙ АНОМАЛЬНЫХ ЗОН НА БЕЗОПАСНОСТЬ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

Кубанский государственный технологический университет

(e-mail: sergkramarenko05@mail.ru)

В статье рассмотрено влияние на водителя электромагнитных полей искусственного и естественного происхождения при одновременном воздействии. Проанализировано влияние воздействия электромагнитных полей на примере автомобильной дороги «Кавказ».

Ключевые слова: электромагнитное излучение, геопатогенная зона, электромагнитное поле, безопасность дорожного движения, влияние электромагнитного излучения.

In article analyzed the impact on the driver's electromagnetic fields of artificial and natural origin of the simultaneous action. The influence of the effects of electromagnetic fields on the example of the road «Kavkaz».

Keywords: electromagnetic radiation, geopathogenic zone, electromagnetic field, safety of traffic, influence of electromagnetic radiation.

Мониторинг сверхслабых электромагнитных полей естественного и искусственного происхождения при строительстве и эксплуатации автомобильных дорог является специфическим видом мониторинга, осуществляемого в очагах дорожно-транспортных происшествий на автомобильных дорогах, целью которых является предупреждение водителей об опасности, изменение организации дорожного движения в этих зонах, а также изменение плана трассы в местах электромагнитного излучения.

При проектировании, строительстве новых автомобильных дорог, необходимо учитывать аномальные электромагнитные излучения в геопатогенных зонах с учетом разломов земной коры, а также излучения искусственного происхождения.

К источникам электромагнитных волн искусственного происхождения можно отнести линии электропередачи, электростанции, трубопроводы, железная дорога и непосредственно сам транспорт. Все эти факторы пагубно воздействуют на человека, что приводит к ослаблению внимания, увеличению времени реакции, влияет на правильность принятия решения водителем. Особенностью аномальных зон, т. е. зон разломов земной коры, является выделение инертного тяжелого газа радона, который при попадании в легкие человека распадается, и продукты распада излучают опасные α – частицы, что приводит к разрушению клеток, изменению химического состава внутренних жидкостей, нарушению работы внутренних органов, обмена веществ.

В местах наложения электромагнитных излучений искусственного и естественного происхождения наблюдается рост дорожно-транспортных происшествий.

На автодорогах Краснодарского края «Дон» и «Кавказ» существуют зоны, где присутствуют электромагнитные поля искусственного и естественного происхождения. Например, на автодороге «Кавказ» через геопатогенную зону проходит нефтепровод. Данный участок является местом концентрации ДТП. Геопатогенная зона оценивается с помощью коэффициента сложности и показателя опасности. Геометрические параметры геопатогенной зоны определяются с помощью прибора ИГА-1 в ходе натурных исследований.

Коэффициент сложности геопатогенной зоны $K_{сгпз}$, рассчитывался по формуле:

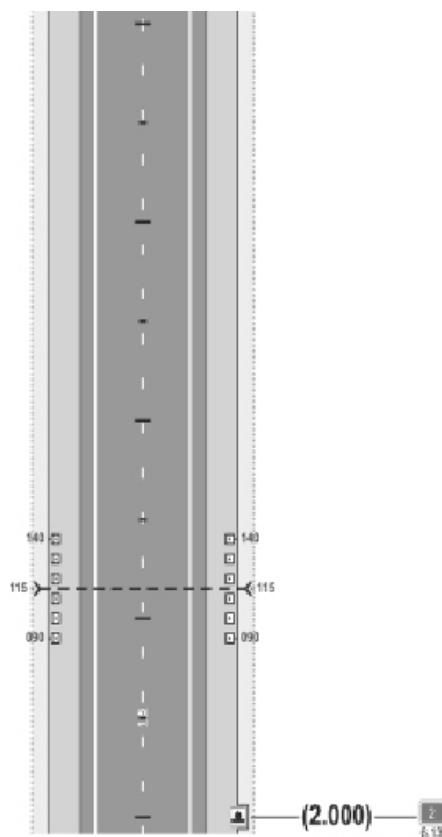
$$K_{сгпз} = \frac{C_{удгпз}}{L \cdot S},$$

где $C_{удгпз}$ – сложность участка геопатогенной зоны; S, L – длина и ширина участка геопатогенной зоны на дороге.

Выявлен показатель опасности геопатогенных зон и коэффициент сложности участка дороги (представлены в таблице), которые рекомендуется учитывать при реконструкции дороги и ее строительстве.

Коэффициент сложности участка дороги

$K_{сгпз}$	Уровень опасности
до 0,14	Простой (мероприятия по нейтрализации ГПЗ не проводятся)
0,14–0,35	Малоопасный
0,35–0,5	Опасный
>0,5	Очень опасный



Участок № 2, км 2– км 3 автодороги «Кавказ»



Сложность участка геопатогенной зоны дороги $C_{удгпз}$ соответствует: **3800 баллов;**

Категория полей опасности: 1-3, 2-3, 3-2.

Коэффициент сложности геопатогенной зоны $K_{сгпз}=0,47$

Опасный

В среднем ежегодно совершается 2 ДТП, имеются пострадавшие, (столкновения)

Показатель $\Pi_{гпзд}$ участка № 2 дороги проходящий по территории Павловского района

свыше 100 баллов - 1 , свыше 200 баллов - 0

свыше 300 баллов - 0 свыше 400 баллов - 0

свыше 500 баллов - 0 свыше 600 баллов - 0

В настоящее время в организации электромагнитного мониторинга применяются комплексы методов с различной физической основой и различных технологий. Для исследования электромагнитных полей естественного происхождения, применяют прибор ИГА-1, для полей искусственного происхождения – приборы

МТМ-01, газоанализатор для выявления газа радона – SIRAD MR 106(N).

Прибор ИГА-1 – индикатор геофизических аномалий разработан группой российских ученых в 1992 году. ИГА-1 относится к разработкам в области экологии, медицины и подземной разведки и используется для обнаружения и из-

мерения геомагнитных и техногенных излучений разломов земной коры, фиксации границ и измерения электромагнитных полей.

Прибор МТМ-01 предназначен для обеспечения контроля за биологически опасными уровнями геомагнитного и гипогеомагнитного поля. Измерительный преобразователь магнитного поля Земли выполнен на базе магниторезистивных датчиков, которые одновременно обеспечивают измерение ортогональных составляющих напряженности магнитного поля в контрольной точке и модуля вектора напряженности. Диапазон измерений от 5 до 200 А/м.

Прибор SIRAD MR 106(N) предназначен для оценки эквивалентной равновесной объемной активности радона-222 в воздухе. Определение ЭРОА основано на электростатическом осаждении на поверхность детектора заряженных частиц дочерних продуктов радона. Объемная активность радона определяется по количеству зарегистрированных альфа-частиц при распаде.

За счет того, что геопатогенные зоны на данном участке имеют разломы земной коры, присутствуют выделения электромагнитных излучений. Прохождение в данном месте нефтепровода усиливают существующее электромагнитное излучение, что отрицательно влияет на реакцию и внимание водителя, проезжающего на данном участке автомобильной дороги. Для более достоверной и полной оценки аномальных зон, необходимо использовать выше-

перечисленные приборы в комплексе. Это позволит более точно определить наличие электромагнитного излучения, его происхождение и силу.

Проблема изучения мест с искусственным изменением электромагнитного излучения на сегодняшний день является актуальной. Поэтому исследовательская работа данного направления на автомобильных дорогах «Дон» и «Кавказ» Краснодарского края будет продолжена, а результаты исследований – опубликованы в научной литературе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Нагорный, В. В.* Вопросы обеспечения безопасности на автомобильном транспорте / В. В. Нагорный, Е. А. Кравченко // Отраслевой научно-производственный журнал для работников автотранспорта «Автотранспортное предприятие». – 2011. – № 4. – С. 22–23.
2. *Нагорный, В. В.* Учет геопатогенных зон при эксплуатации и реконструкции дорожной сети. Депонированная рукопись № 92-В2010 18.02.2010.
3. *Нагорный, В. В.* Влияние геопатогенных зон на безопасность движения автомобилей на автодорогах Краснодарского края / В. В. Нагорный // Отраслевой научно-производственный журнал для работников автотранспорта «Грузовое и пассажирское автохозяйство». – 2013. – № 1. – С. 63–69.
4. *Нагорный, В. В.* Оценка безопасности дорожного движения с учетом влияния геопатогенных зон (на примере автодорог «Дон» и «Кавказ» Краснодарского края) : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 : защищена 17.02.12 : утв. 05.06.12 / Нагорный Владимир Васильевич. – М., 2012 – 216 с. – Библиогр.: С. 178–189.

В. М. Рогожкин, В. П. Шевчук, Н. Н. Гребенникова*

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КРИТЕРИЯ МАКСИМУМА ПРИБЫЛИ
ПРИ ВЫБОРЕ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ МАШИН**

**Волжский институт строительства и технологий (филиал) ФГБОУ ВПО
«Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет»,
*Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: SDMIO@mail.ru)**

Предложена методика выбора оптимальных вариантов эксплуатации машин, основанная на математическом аппарате метода динамического программирования. В качестве критерия оптимизации используется максимум прибыли, получаемой от применения машины.

Ключевые слова: оптимизация, стратегия, эксплуатация машин, динамическое программирование, прибыль.

It is suggested the methodic of choosing of optimum machine using ways based on mathematical apparatus of dynamic programming method. As the criterions of optimization the maximum profit is used getting from machine application.

Keywords: optimization, strategy, machine operation, dynamic programming, profit.

Прибыль – это один из обобщающих оценочных показателей производственно-хозяйственной деятельности предприятий, представляющий собой превышение доходов хозяйствующего

субъекта от реализации продукции, работ или услуг над суммой всех затрат на производство и сбыт. Основную часть прибыли предприятия получают от реализации выпускаемой

продукции. Общая сумма прибыли находится под взаимодействием многочисленных факторов: изменения объема, ассортимента, качества, структуры произведенной и реализованной продукции, эффективности использования производственных ресурсов и многого другого. Главное предназначение прибыли в современных условиях хозяйствования – отражение эффективности производственно-сбытовой деятельности.

Нами предложена методика выбора оптимальных вариантов использования машин, обеспечивающая получение максимальной прибыли. Предлагаемая методика основана на математическом аппарате метода динамического программирования.

Предлагаемая динамическая модель оптимизации имеет вид:

$$Q_{\tau}(t) = \max \begin{cases} K & r_{\tau}(0) - U_{\tau}(0) - S_{\tau}(t) + Q_{\tau+1}(1) \\ \text{Э} & r_{\tau}(t) - U_{\tau}(t) + Q_{\tau+1}(t+1) \end{cases}, \quad (1)$$

где $Q_{\tau}(t)$ – прибыль от использования машины возраста t в год τ ; $r_{\tau}(0)$ – доход, получаемый от использования новой машины в год τ ; $U_{\tau}(0)$ – расходы на эксплуатацию новой машины в год τ ; $S_{\tau}(t)$ – затраты средств, связанные с заменой машины возраста t аналогичной новой машиной; $Q_{\tau+1}(1)$ – последующая (после года τ) прибыль от использования машины, если в год τ она была новой; $r_{\tau}(t)$ – доход от использования машины возраста t в год τ ; $U_{\tau}(t)$ – расходы на содержание и эксплуатацию машины возраста t в год τ ; $Q_{\tau+1}(t+1)$ – будущая после года τ прибыль от использования машины, если в год τ она имела возраст t .

Обозначение вида К означает «заменить имеющуюся машину новой» (купить новую), а вида Э – «сохранить машину» (продолжать эксплуатировать).

Для реализации модели (1) необходимо иметь закономерности изменения эксплуатационных показателей работы машины в функции ее возраста. Эти закономерности могут быть по-

лучены при исследовании работы машины в условиях обычной эксплуатации. Изменение эксплуатационных показателей машин, особенности их конструкции и условий эксплуатации могут существенно влиять на закономерности изменения эксплуатационных показателей машин в функции t .

В модели (1) приняты во внимание лишь два воздействия на состояние машины – заменить имеющуюся машину новой или продолжить ее эксплуатировать. В этом случае решение будет состоять из комбинации воздействий К и Э. Например:

$$\text{Э Э Э Э Э К Э Э} \quad (2)$$

Решение (2) означает, что за восьмилетний период эксплуатации машина используется в течение первых пяти лет, затем ее заменяют новой и используют без замены в течение трех последних лет до конца рассматриваемого периода.

При решении задач по модели (1) продолжительность рассматриваемого периода принимается, исходя из особенностей конструкции машины и предполагаемого срока ее службы. Для современных тракторов она должна быть не менее 13 лет.

Процесс эксплуатации машин обычно сопровождается периодическими ремонтными воздействиями, которые существенно влияют на эффективность использования машин и себестоимость выполняемых работ. Чтобы учесть влияние ремонта при выборе оптимальной стратегии эксплуатации машин, надо ремонт выделить в самостоятельное воздействие на состояние машины и при решении рассматривать не два, а три воздействия: замена, продолжение эксплуатации и ремонт. В этом случае эксплуатационные характеристики машины должны быть представлены функциями двух переменных – возраста t машины и возраста t_1 , при котором проведен последний ремонт. Функцией этих переменных будет и критерий оптимальности.

Динамическая модель такой задачи имеет вид:

$$Q_{\tau}(t, t_1) = \max \begin{cases} K & r_{\tau}(0, 0) - U_{\tau}(0, 0) - S_{\tau}(t, t_1) + Q_{\tau+1}(1, 0) \\ \text{Э} & r_{\tau}(t, t_1) - U_{\tau}(t, t_1) + Q_{\tau+1}(t+1, t_1) \\ P & r_{\tau}(t, t) - U_{\tau}(t, t) - R_{\tau}(t, t_1) + \\ & + Q_{\tau+1}(t+1, t) \end{cases}, \quad (3)$$

где $S_{\tau}(t, t_1)$, $U_{\tau}(t, t_1)$, $R_{\tau}(t, t_1)$ – соответственно затраты средств на замену, эксплуатационные

расходы, ремонтные затраты в год τ машины возраста t , прошедшей последний ремонт в воз-

расте t_1 ; $r_\tau(t, t_1)$ – доход, получаемый в год τ от использования машины возраста t , прошедшей последний ремонт в возрасте t_1 ; $Q_{\tau+1}$ – прибыль, получаемая от эксплуатации машины по оптимальному варианту в период после года τ ; $Q_\tau(t, t_1)$ – прибыль, получаемая в год τ и за период после года τ (если в этот период машина использовалась по оптимальному варианту) от использования машины, если в год τ она имела возраст t , а последний ремонт был в возрасте t_1 ; P – условное обозначение воздействия «ремонт машины».

Общая схема решения рассматриваемой задачи остается такой же, как и при использовании модели (1). Однако теперь, оптимизируя каждый год периода, надо рассматривать не только все возможные значения возраста t машины на начало каждого года, но и при каждом возможном t рассматривать еще и все возможные значения t_1 . Состояния машины в этом случае будет оцениваться сочетанием аргументов t и t_1 .

В рамках моделей (1) и (3) можно учесть множество факторов, влияющих на стратегию

эксплуатации машин. Например, моральный износ техники, вероятностный характер изменения величин, входящих в модели, качество работы (продукции), выполняемой (производящей) машиной, изменение цен на продукцию и т. д.

Нами разработана специальная программа для ЭВМ, позволяющая реализовать рассматриваемые задачи с учетом большого числа факторов.

Предложенная методика позволяет решать проблемы оптимизации использования машин на более высоком научном уровне.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Рогожкин, В. М. Оптимизация стратегии эксплуатации машин методами математического программирования / В. М. Рогожкин, Н. Н. Гребенникова, Н. А. Фоменко // Журнал «Известия высших учебных заведений». – 1999. – № 8.
2. Рогожкин, В. М. Методика выбора оптимальной стратегии эксплуатации машин / В. М. Рогожкин, Н. Н. Гребенникова // Материалы международной научно-технической конференции «Интерстроймех-2008». – Владимир, 2008.

В. М. Рогожкин, В. П. Шевчук, Н. Н. Гребенникова*

ПЕРВОНАЧАЛЬНАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И СТРАТЕГИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ МАШИН

**Волжский институт строительства и технологий (филиал) ФГБОУ ВПО
«Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет»,
*Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: SDMIO@mail.ru)

Описывается влияние первоначальной производительности машины на выбор оптимальной стратегии эксплуатации. В качестве математического аппарата моделирования процесса принят метод динамического программирования, адаптированный к использованию ЭВМ.

Ключевые слова: оптимизация, стратегия, эксплуатация машин, динамическое программирование, производительность.

The influence of the primary characteristics: the efficiency of machines at choice of the optimum of the strategy of the operation is given. As the mathematical apparatus of the modeling of the process the method of dynamic programming, adapted to the use of computer is adopted.

Keywords: optimization, strategy, machine operation, dynamic programming, efficiency.

Под стратегией эксплуатации машины понимают комплекс мероприятий и воздействий на состояние машины в процессе ее эксплуатации, обеспечивающих вполне определенный конкретный вариант ее использования. А оптимальная стратегия – это такая стратегия, которая позволяет получить минимальные затраты средств на единицу продукции (работы) путем применения соответствующих оптимальных нормативов на эксплуатационные показатели работы машины. Стратегия экс-

плуатации машин (тракторы, автомобили, строительные и дорожные машины) во многом определяется особенностями их использования. При качественном и своевременном проведении технического обслуживания, строгом соблюдении рекомендуемых скоростных и нагрузочных режимов машины достаточно продолжительно могут работать с максимальной возможной производительностью при минимальных затратах средств на их обслуживание и ремонт.

Однако стратегия эксплуатации машин определяется не только условиями эксплуатации, но и исходными характеристиками машины: первоначальной производительностью, долговечностью, надежностью и другими параметрами, которые не имеет новая машина, что не учитывалось в предыдущих

исследованиях. Первоначальные параметры изменяются в процессе эксплуатации машины.

Рассмотрим влияние производительности на стратегию их эксплуатации. Для решения задач в такой постановке нами разработана следующая динамическая модель:

$$c_{\tau}(t, t_1) = \min \begin{cases} \text{К} & \frac{U_{\text{опт.}\tau}(0,0) + S_{\tau}(t, t_1)}{W_{\text{опт.}\tau}(0,0)} + c_{\tau+1}(1,0) \\ \text{Э} & \frac{U_{\text{опт.}\tau}(t, t_1)}{W_{\text{опт.}\tau}(t, t_1)} + c_{\tau+1}(t+1, t_1) \\ \text{Р} & \frac{U_{\text{опт.}\tau}(t, t) + R_{\tau}(t, t_1)}{W_{\text{опт.}\tau}(t, t)} + c_{\tau+1}(t+1, t) \end{cases}.$$

$$0 \leq t \leq t_{np}; \quad t \leq \tau; \quad 1 \leq t_1 \leq t-1; \quad \tau=1, 2, \dots, n; \quad t_0 = 0,$$

где К, Э, Р – условные обозначения воздействия на машину соответственно заменить имеющуюся машину новой, сохранить машину и отремонтировать машину; $c_{\tau}(t, t_1)$ – удельные затраты средств на единицу наработки в год τ и за период после года τ при оптимальном использовании в оставшийся период, включая год τ , машины возраста t , если последний ремонт был в возрасте t_1 ; $U_{\text{опт.}\tau}(t, t_1)$, $W_{\text{опт.}\tau}(t, t_1)$ – соответственно оптимальные эксплуатационные затраты, оптимальная производительность в год τ машины возраста t , прошедшей ремонт в возрасте t_1 ; $S_{\tau}(t, t_1)$ – расходы на замену в год τ машины возраста t , прошедшей последний капитальный ремонт в возрасте t_1 , аналогичной новой; $R_{\tau}(t, t_1)$ – затраты на ремонт в год τ машины возраста t , прошедшей ремонт в возрасте t_1 ; $c_{\tau+1}(1,0)$, $c_{\tau+1}(t+1, t_1)$, $c_{\tau+1}(t+1, t)$ – удельные затраты средств за период после года τ и до конца рассматриваемого периода при эксплуатации по оптимальному варианту машины, имевшей в год τ соответственно возраст 0 (новая машина) и не подвергавшейся ремонту, возраст t , прошедшей ремонт в возрасте t_1 и возраст t и прошедшей ремонт в возрасте t ; t_{np} – предельно допустимый возраст машины, t_0 – начальный возраст машины.

В модель (1) вводили различные значения начальной производительности, эксплуатационных затрат, стоимости ремонта и надежности, для каждого случая определяли оптимальную стратегию эксплуатации.

Производительность машин для различных типов машин изменяется в разных единицах. На ее величину влияют как технические, так и организационные факторы.

Влияние первоначальной производительности на стратегию эксплуатации машин изучали путем моделирования на ЭВМ.

Следует отметить, что машины могут иметь не только разную первоначальную производительность, но и различный темп ее изменения в процессе эксплуатации.

На рис. 1 представлен случай, когда машины имеют разную первоначальную производительность (W_{01} , W_{02} , ..., W_{0n}), но темп изменения производительности $\left(\frac{dW}{dt}\right)$ в процессе эксплуатации у рассматриваемых машин одинаков.

А на рис. 2 – аналогичный случай, но темп изменения производительности у разных машин различен. Причем на рис. 2 изображен случай, когда темп снижения производительности у машины с большей первоначальной производительностью меньше, то есть $\frac{dW_{01}}{dt} < \frac{dW_{02}}{dt} < \dots <$

$< \frac{dW_{0n}}{dt}$. Но возможна и другая ситуация, при которой $\frac{dW_{01}}{dt} > \frac{dW_{02}}{dt} > \dots > \frac{dW_{0n}}{dt}$.

Все эти случаи рассматривались нами в процессе моделирования ситуаций на ЭВМ.

При исследовании влияния первоначальной производительности на стратегию эксплуатации машин нами были проведены численные решения рассматриваемых задач на ЭВМ по специально разработанной программе.

Анализ результатов исследований показал, что величина первоначальной производительности машины, практически, не влияет на оптимальный срок ее службы (рис. 3, линия

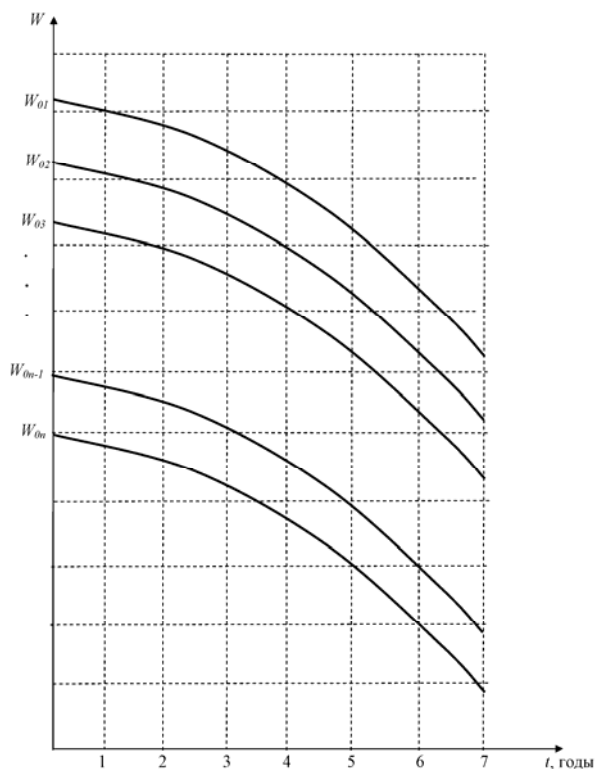


Рис. 1. Изменение производительности машины в процессе ее эксплуатации при различном значении первоначальной производительности ($W_{01}, W_{02}, \dots, W_{0n}$) и одинаковом темпе ее снижения по мере увеличения возраста машины

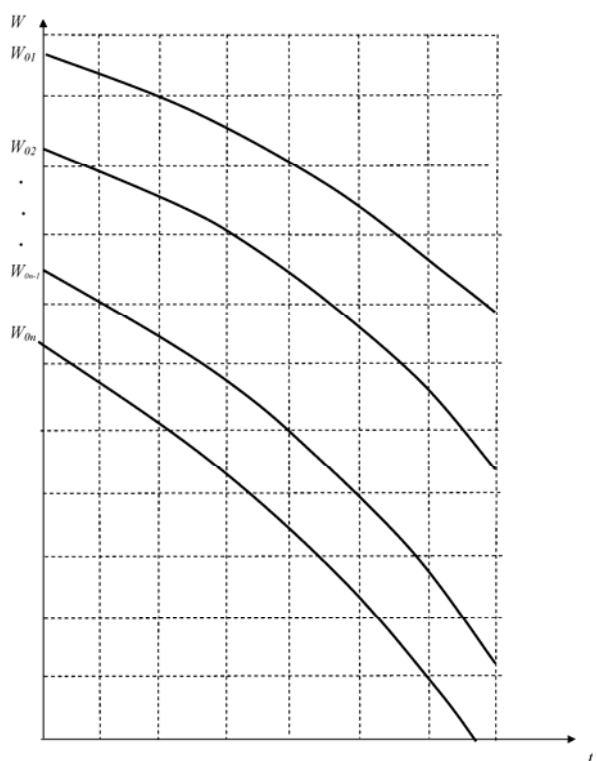
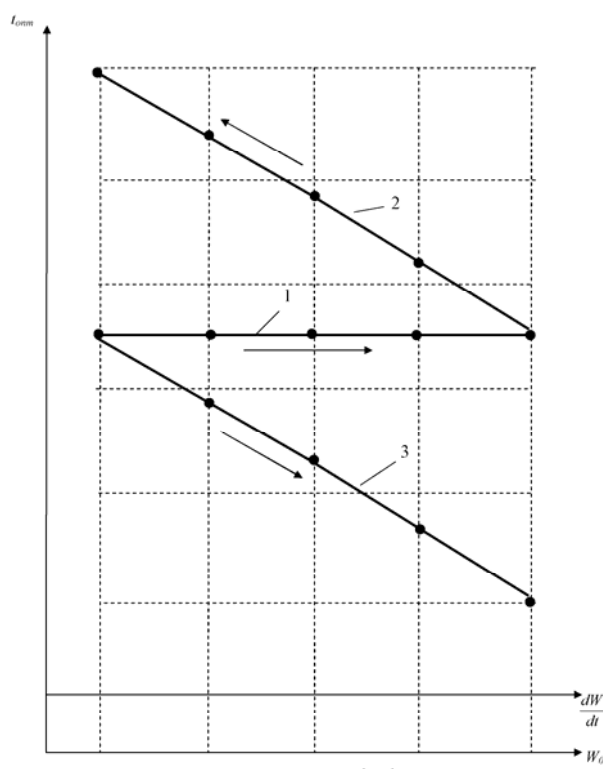


Рис. 2. Изменение производительности машины в процессе ее эксплуатации при различном значении первоначальной производительности ($W_{01}, W_{02}, \dots, W_{0n}$) и разным темпе ее снижения

$$\left(\frac{dW_{01}}{dt} < \frac{dW_{02}}{dt} < \dots < \frac{dW_{0n}}{dt} \right) \text{ по мере старения машины}$$



1 - $t_{\text{опт}} = f(W_0)$ при $\frac{dW}{dt} = \text{const} = A$; 2 - $t_{\text{опт}} = f\left(\frac{dW}{dt}\right)$ при $\frac{dW}{dt} < A$; 3 - $t_{\text{опт}} = f\left(\frac{dW}{dt}\right)$ при $\frac{dW}{dt} > A$;

Рис. 3. Принципиальный график изменения оптимального срока службы машин в зависимости от величины первоначальной производительности и темпа ее изменения в процессе эксплуатации

$t_{\text{опт}} = f(W_0)$). Однако при этом существенно изменяются удельные затраты средств на единицу выполненной машиной работы. Как показали расчеты, с увеличением первоначальной производительности удельные затраты средств на единицу работы уменьшаются (рис. 4).

Аналогичные расчеты, проведенные для условий, когда в процессе эксплуатации машины темп снижения производительности изменяется, показали, что с увеличением темпа снижения производительности оптимальный срок службы уменьшается (рис. 3, линия 3). И наоборот, с уменьшением темпа снижения производительности оптимальный срок увеличивается (линия 2, рис. 3). Что касается величины удельных затрат средств на единицу выполненной работы, то с увеличением темпа снижения производительности среднее ее значение за срок службы машины возрастает, а с уменьшением темпа — уменьшается. Эти результаты подтверждают исключительно важное значение мероприятий, направленных на поддержание высокой производительности машин в процессе их эксплуатации. Среди таких мероприятий особую роль играют

меры по поддержанию машин в исправном техническом состоянии и обеспечению их высокой эксплуатационной надежности. Поддержание высокого уровня производительности в процессе

эксплуатации машин позволяет не только сократить сроки выполнения механизированных работ, но и добиться снижения затрат средств на их выполнение.

Вывод. Оптимальная стратегия эксплуатации машин зависит не только от изменения эксплуатационных показателей их работы в процессе применения, но и от первоначальных характеристик, в частности от производительности. Чтобы добиться повышения эффективности применения машин надо стремиться, как к снижению затрат средств при их эксплуатации и повышению производительности, так и к улучшению первоначальных характеристик, закладываемых на стадии проектирования и изготовления машин. При этом величины дополнительных средств, выделяемых на улучшение первоначальных характеристик машин, должны окупаться экономическим эффектом, получаемым от применения более совершенных машин. Этот эффект следует определять путем сравнения удельных затрат средств на единицу выработки (произведенной продукции) при работе усовершенствованной модели и прототипа за оптимальный срок их службы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Рогожкин, В. М. Выбор оптимальных вариантов эксплуатации машин методом динамического программирования / В. М. Рогожкин, Н. Н. Гребенникова, Д. А. Двизов, Н. В. Скиданов // Механизация строительства. – 2005. – № 12.
2. Рогожкин, В. М. Методика выбора оптимальной стратегии эксплуатации машин / В. М. Рогожкин, Н. Н. Гребенникова // Материалы международной научно-технической конференции «Интерстроймех-2008». – Владимир, 2008.

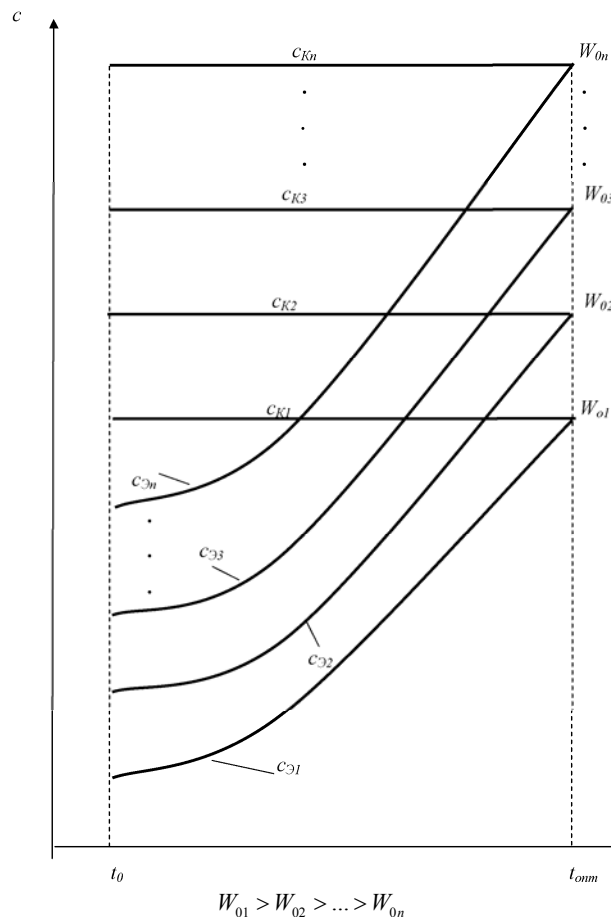


Рис. 4. Влияние первоначальной производительности машины на величину удельных затрат средств на единицу работы: $c_{Эi}$ — величина удельных эксплуатационных затрат средств для i -го случая, $i = 1, 2, \dots, n$; c_{Ki} — величина удельных затрат средств при замене машины на новую

УДК 656.132.072

Н. М. Сиволобов, С. А. Ширяев, В. А. Гудков, А. А. Раюшкина

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ
ШКОЛЬНЫХ ПЕРЕВОЗОК У НАС В СТРАНЕ И ЗА РУБЕЖОМ**

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: sh-sa@vstu.ru, nikita1314@yandex.ru)

В статье рассмотрен вопрос государственного регулирования обеспечения безопасности школьных перевозок у нас в стране и за рубежом.

Ключевые слова: школьный автобус, школьные перевозки, безопасность, государственное регулирование.

In article the question of state regulation of safety of school transportations at us in the country and abroad is considered.

Keywords: school bus, school transportation, safety, state regulation.

Безопасности школьных перевозок во всем мире уделяется самое пристальное внимание. Наибольших успехов в этой области достигли Соединенные штаты Америки (США), где впер-

вые школьные автобусы для массовой перевозки детей к местам учебы были внедрены около ста лет назад [1]. По статистике [2], школьные автобусы в США – самый безопасный вид транспорта. Аварии с их участием, повлекшие жертвы, случаются в сто раз реже, чем с обычным автотранспортом. Каждый год на дорогах США погибают 800 школьников и 150 тыс. получают травмы. Однако только 2 % случаев приходится на ДТП со школьными автобусами, в 74 % случаев ребенок попадает в ДТП, если он едет в обычном автомобиле. Данная статистика наглядно показывает эффективность государственной политики в области безопасности школьных перевозок [3]. В России ситуация с системой перевозок школьников отличается от зарубежной и пока оставляет желать лучшего [4]. В связи с вышеизложенным, был проведен сравнительный анализ государственного регулирования обеспечения безопасности школьных перевозок у нас и за рубежом.

В США государственные, национальные и местные органы власти тесно взаимодействуют

друг с другом в сфере организации и обеспечения безопасности перевозок детей школьными автобусами. Федеральное правительство разрабатывает законы, стандарты, инструкции, правила, охватывающие всю систему школьных перевозок от производства школьных автобусов до организации и безопасности перевозок школьников. Кроме того, необходимо отметить, что в США, федеральное правительство непосредственно не финансирует школьные перевозки. В настоящее время насчитывается более 500 законов и огромное количество правил, регулирующих основные принципы функционирования системы школьных перевозок. Следует отметить, что только федеральное правительство США создало 37 стандартов безопасности для желтых школьных автобусов [5]. Государственным регулированием в США преимущественно занимается 3 органа власти (рис. 1, цифры внутри стрелок).

Канада, так же как и США, имеет развитую систему школьных перевозок с использованием традиционных желтых автобусов.

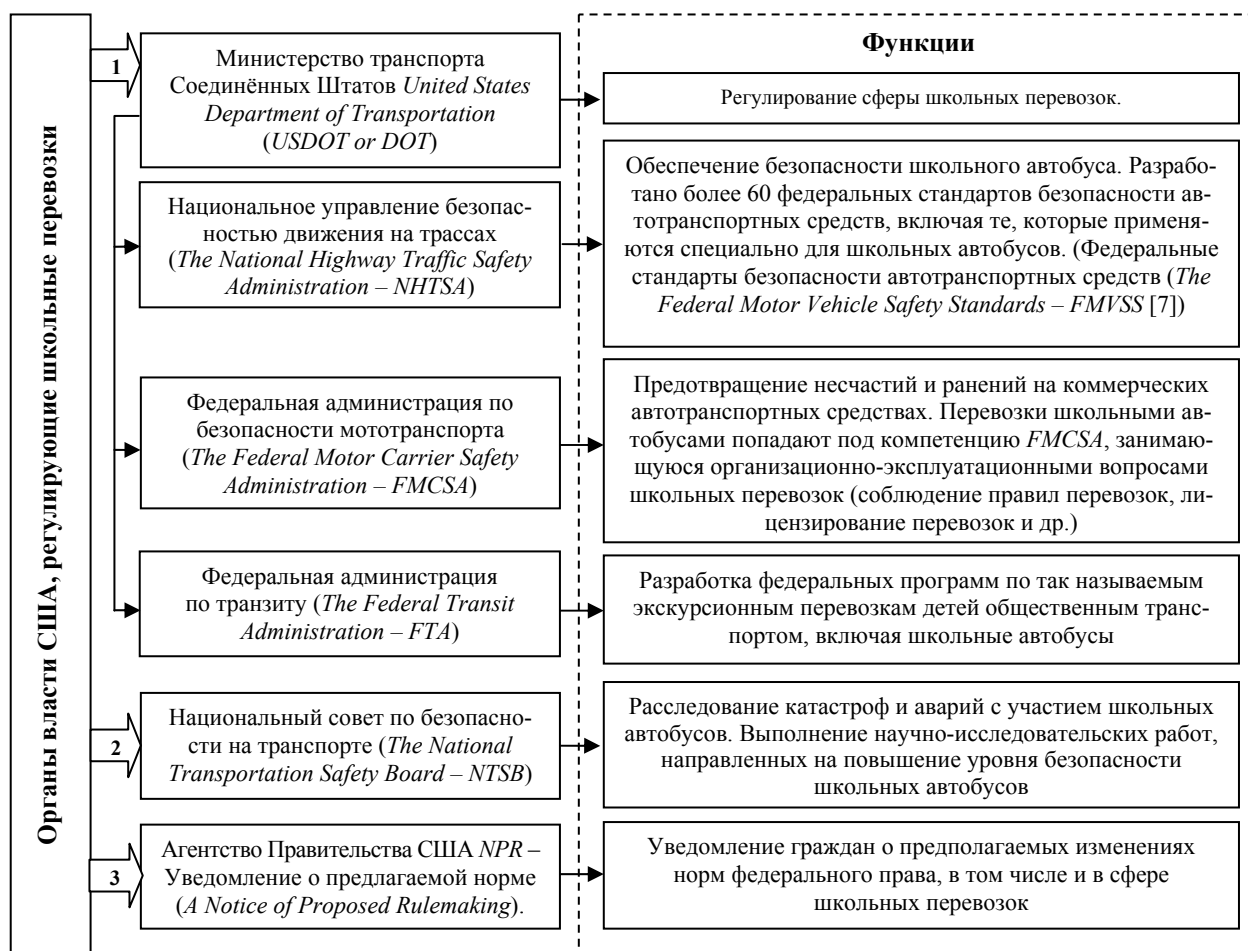


Рис. 1. Государственные органы власти США, задействованные в регулировании школьных перевозок, и их функции

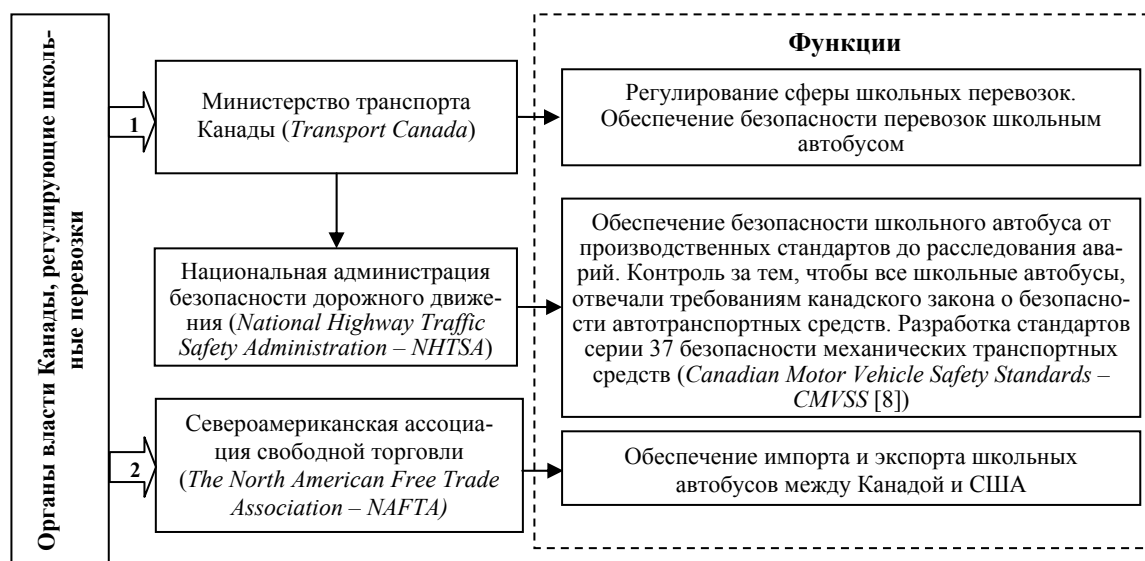


Рис. 2. Государственные органы власти Канады, задействованные в регулировании школьных перевозок, и их функции

Около 37 тысяч желтых школьных автобусов ежедневно осуществляют перевозку 55 % учащихся Канады (2,5 млн. чел.). Государственным регулированием в Канаде преимущественно занимается 2 органа власти (рис. 2, цифры внутри стрелок). Канадское федеральное правительство создает свои стандарты по безопасности для автотранспортных средств, в том числе для школьных автобусов, беря за аналогии стандарты безопасности США [6].

Государственное регулирование перевозок школьников в Российской Федерации показано на рис. 3. На наш взгляд, основным недостатком применяемого регулирования является большое количество органов власти различных уровней (как минимум 7), которые участвуют в регулировании системы школьных перевозок, а также малая степень участия в этом вопросе Министерства транспорта РФ. Например, выделение федеральных средств (субсидий) на закупку школами автобусов для перевозки детей осуществляет Министерство образования и науки РФ. Отдельные организационно-технологические вопросы регламентируются документами и постановлениями Правительства РФ, Федеральной службы по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека и др.

Все это привело к тому, что, во-первых, до сих пор не существует утвержденных на законодательном уровне, желательных в документах Министерства транспорта РФ, специальных по-

нятий, таких например, как «школьный автобус» и «школьные перевозки», а во-вторых, степень проработанности вопросов организации и безопасности перевозок школьников значительно уступает опыту зарубежных стран.

Например, одним из наиболее строгих стандартов безопасности для школьных автобусов в США, является оснащение каждого школьного автобуса выдвижными сигналами остановки с подсветкой, а иногда даже небольшим шлагбаумом в передней части – для того, чтобы дети, вышедшие из автобуса, не обходили его спереди. Данные мероприятия и ряд других отсутствуют в технических требованиях, предъявляемых к школьным автобусам ГОСТ Р 51160–98 «Автобусы для перевозки детей. Технические требования» [10]. В США правила дорожного движения (ПДД) дают наивысший приоритет школьным автобусам, водители других машин должны остановиться не менее чем за 6 метров до ведущего посадку/высадку детей автобуса при движении в попутном направлении и не менее чем за 15 метров – при движении навстречу [2], а у нас в стране ПДД лишь предписывают, что при посадке и высадке детей водитель школьного автобуса обязан включить аварийную сигнализацию (п.7.1), приближаясь к остановившемуся школьному автобусу со включенной аварийной сигнализацией, водители других транспортных средств обязаны снизить скорость и при необходимости остановиться, чтобы пропустить детей (п.14.7) [11].

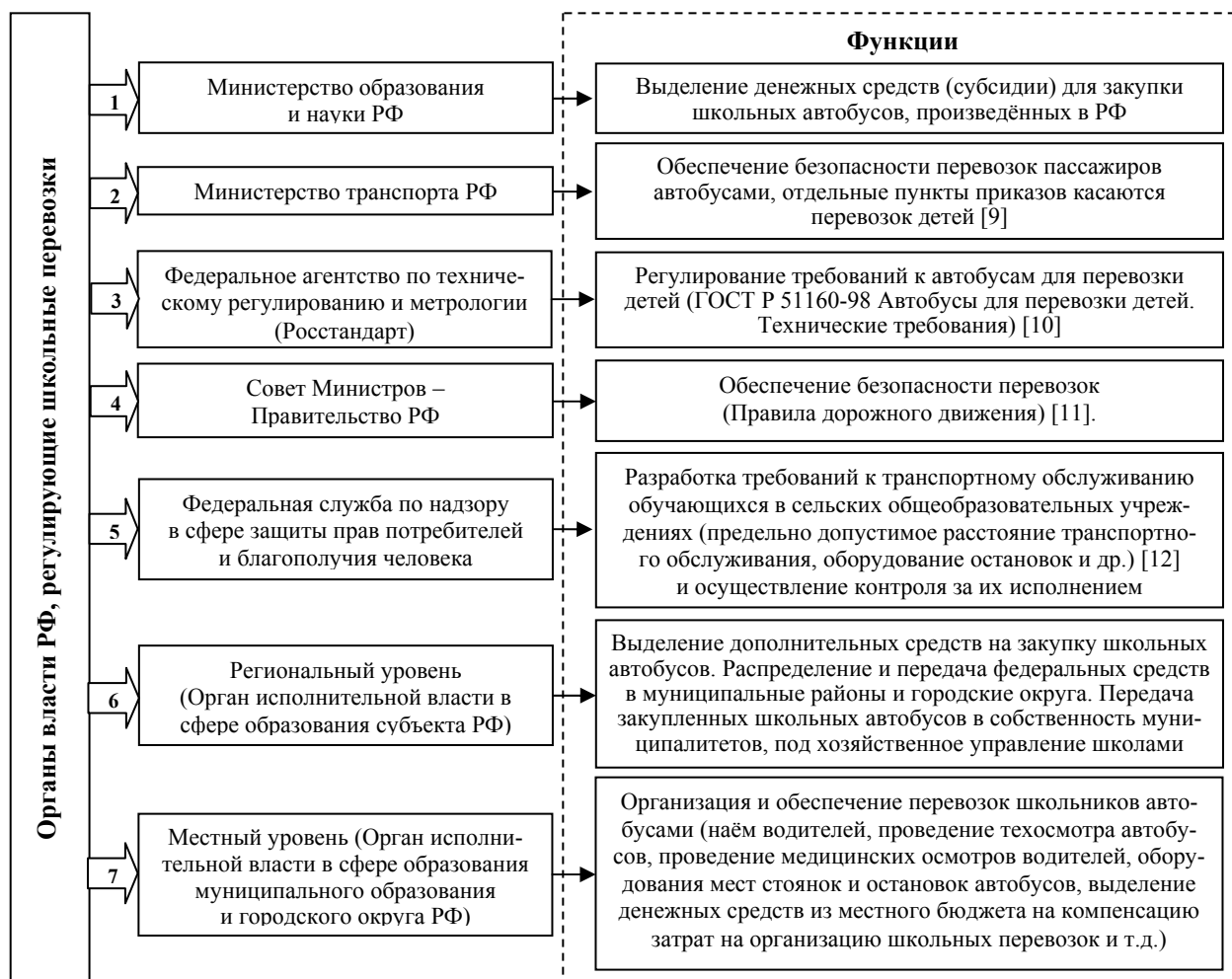


Рис. 3. Государственные органы власти Российской Федерации, задействованные в регулировании школьных перевозок и их функции

Очевидно, что нам нужно быстрее перенимать положительный зарубежный опыт особенно в области стандартов, регламентирующих проектирование и производство школьных автобусов, а так же нормативных актов, регламентирующих перевозку детей, в том числе ПДД, а также – передать организацию перевозок детей профессионалам.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. 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. Курпrienko. – Одесса, 2012. – ЦИТ: 412-0754 – С. 99–104.
2. Школьные автобусы должны стать безопаснее [Электронный ресурс]. – [2013]. – Режим доступа: <http://pedsovet.org/content/view/4053/88/>
3. School Bus. От хозяйственной повозки – до парка развлечений на колесах [Электронный ресурс]. – [2013]. – Режим доступа: <http://ps.1september.ru/articlef.php?ID=200408505>
4. Сиволобов, Н. М. Безопасность перевозок школьников - задача государственная / Н. М. Сиволобов, С. А. Ши-

ряев, В. А. Гудков // Технология, организация и управление автомобильными перевозками : сб. науч. тр. № 2 / Сибир. гос. автомоб.-дорожная академия (СибАДИ). – Омск, 2009. – С. 105–107.

5. U.S. Federal Agencies [Электронный ресурс]. – [2013]. – Режим доступа: <http://www.stnonline.com/resources/government/us-federal-agencies>

6. Federal Motor Vehicle Safety Standards [Электронный ресурс]. – [2013]. – Режим доступа: <http://www.stnonline.com/resources/government/us-federal-agencies/456-fmvss>

7. School Transportation in Canada [Электронный ресурс]. – [2013]. – Режим доступа: <http://www.stnonline.com/resources/government/school-transportation-in-canada>

8. Canadian Motor Vehicle Safety Regulations [Электронный ресурс]. – [2013]. – Режим доступа: <http://stnonline.com/resources/government/canadian-motor-vehicle-safety-regulations>

9. Приказ Минтранса РФ от 8 января 1997 г. № 2 «Об утверждении Положения об обеспечении безопасности перевозок пассажиров автобусами».

10. ГОСТ Р 51160–98 Автобусы для перевозки детей. Технические требования. – введ. 01.04.1998. – М.: Стандартинформ, 2008. – 12 с.

11. Постановление Совета Министров – Правительства РФ от 23 октября 1993 г. № 1090 «О правилах дорожного движения».

12. Правила СанПиН 2.4.2.1178–02. Гигиенические требования к условиям обучения в общеобразовательных учреждениях.

УДК 656.135.073.41

С. Ю. Фирсова, А. В. Куликов

СНИЖЕНИЕ ТРАНСПОРТНЫХ ЗАТРАТ ЗА СЧЕТ ВЫБОРА
ОПТИМАЛЬНОГО ТИПА ПОДДОНА ПРИ ПЕРЕВОЗКЕ СТРОИТЕЛЬНЫХ ГРУЗОВ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ap@vstu.ru)

В статье рассмотрена методика выбора оптимального типа поддона при перевозке тротуарной плитки в зависимости от грузоподъемности и площади платформы автомобиля.

Для снижения транспортных затрат предложено на этапе подготовки груза к отправке учитывать тип поддона, который выбирается исходя из вида характеристик транспортного пакета, грузоподъемности автомобиля и площади платформы.

Ключевые слова: грузовые перевозки, транспортные затраты, поддон, транспортный пакет, площадь платформы, коэффициент использования грузоподъемности, графоаналитический метод.

In article the technique of a choice of optimum type of the pallet in transit paving slabs depending on loading capacity and the area of a platform of the car is considered.

For decrease in transport expenses it is offered at a stage of preparation of freight to sending to consider type of the pallet which gets out proceeding from a type of characteristics of a transport package, the loading capacity of the car and the platform area.

Keywords: freight transportation, transport expenses, pallet, transport package, platform area, loading capacity efficiency, graphic-analytical method.

Тротуарная плитка является строительным материалом широкого применения, ее можно встретить на улицах города при оформлении тротуаров, в ландшафтном дизайне, также ее используют при оформлении приусадебных участков или коттеджных поселков. Тротуарная плитка может укладываться как на автомобильных парковках, так и в парковых зонах. Данный строительный материал выделяет любую улицу, дом и придает городу эстетический вид.

На этапе подготовки груза к перевозке необходимо определить характеристики транспортного пакета; выбрать тип подвижного состава и его количество. При выборе автомобиля для перевозки тротуарной плитки необходимо учитывать использование грузоподъемности и количество ездов. Для повышения эффективности грузовых автомобильных перевозок в сфере благоустройства территории города необходимо усовершенствовать технические характеристики подвижного состава автомобильного транспорта и погрузочно-разгрузочных средств, внедряя прогрессивные технологии организации перевозок грузов.

В статье рассмотрена технология перевозки тротуарной плитки двух видов. Производители тротуарную плитку укладывают на деревянные европоддоны и финподдоны. В табл. 1–2 приведены характеристики тротуарной плитки и поддонов.

Авторами рассчитано необходимое число поддонов типа С и Д для перевозки тротуарной

Таблица 1

Характеристика тротуарной плитки

Вид тротуарной плитки	Размеры (мм)	Вес (кг)
А – «Калифорния»	300x300x30	5,5
В – Квадрат 7	315x315x40	8

Таблица 2

Характеристика поддонов

Показатели	Значение показателя	
	EUR-поддон (С)	FIN-поддон (Д)
Грузоподъемность, т	2,0	2, 5
Длина, мм	1200	1200
Ширина, мм	800	1000
Высота, мм	145	145
Вес, т	0,025	0,04

плитки двух видов А и В. Исходя из площади территории, на которой необходимо выложить тротуарную плитку, было рассчитано количество плиток А (30 тыс. шт.) и плиток В (10 тыс. шт.). Плитка на поддоне загружается в несколько рядов. Поддон с загруженной плиткой составляет транспортный пакет. Количество рядов плитки определяется исходя из веса пакета, который не должен превышать грузоподъемность поддонов. Вес транспортного пакета определяется по формуле:

$$Q_{\text{пак}} = Q_{\text{п}} \cdot n_{\text{п}} \cdot n_{\text{р}} + Q_{\text{под}},$$

где $Q_{\text{пак}}$ – вес пакета, т; $Q_{\text{п}}$ – вес одной тротуарной плитки, т; $Q_{\text{под}}$ – вес поддона, кг; $n_{\text{п}}$ – количество плиток в одном ряду по вертикали, шт.; $n_{\text{р}}$ – количество рядов по вертикали на поддоне, шт.

Характеристика транспортного пакета представлена в табл. 3.

Таблица 3

Характеристика транспортных пакетов с тротуарной плиткой

Тип поддона и груза	Высота, мм	Количество рядов, шт.	Вес пакета, т
Поддон С с грузом А	745	5	0,905
Поддон С с грузом В	945	5	0,985
Поддон Д с грузом А	745	7	1,360
Поддон Д с грузом В	945	7	1,480

Таблица 4

Количество тротуарной плитки, загружаемой на поддоны разных типов

Вид тротуарной плитки	Количество плитки на поддоне, шт.	
	способ М ₁	способ М ₂
Поддон С (5 рядов плитки)		
А	160	0
В	0	120
Поддон Д (7 рядов плитки)		
А	240	0
В	0	180

Используемые поддоны имеют разную площадь. Исследование вариантов размещения

плитки А и В на поддонах С и Д позволяет найти такой способ размещения, который обеспечивает максимальное использование площади поддона, при общем сокращении необходимого количества поддонов для перевозки всей партии плитки.

Количество тротуарной плитки, загружаемой на поддоны, приведено в табл. 4.

С помощью разработанной методики [1, 2] путем решения математической модели определено число поддонов, необходимых для перевозки всего объема тротуарной плитки:

минимизировать $X_1 + X_2 = Z_c$, при ограни-

$$\text{чениях: } \begin{cases} 160X_1 + 0X_2 \geq 30000; \\ 0X_1 + 120X_2 \geq 10000; \\ X_1 \geq 0; X_2 \geq 0. \end{cases}$$

минимизировать $X_1 + X_2 = Z_d$, при ограни-

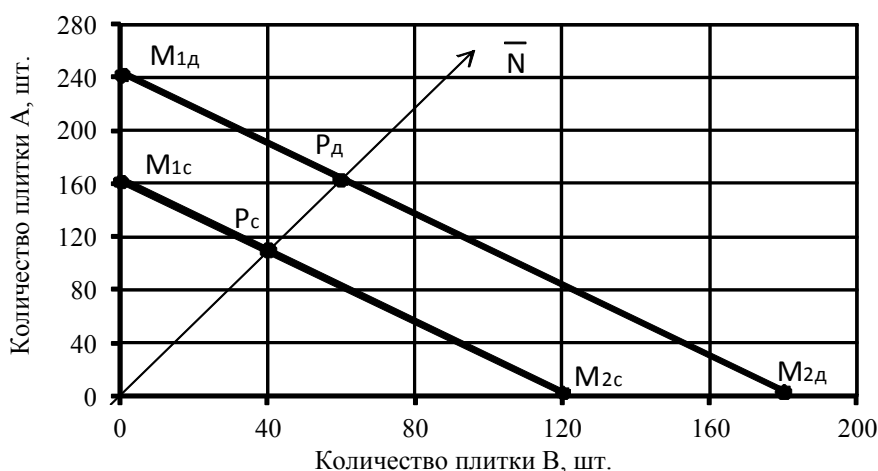
$$\text{чениях: } \begin{cases} 240X_1 + 0X_2 \geq 30000; \\ 0X_1 + 180X_2 \geq 10000; \\ X_1 \geq 0; X_2 \geq 0. \end{cases}$$

Поставленная задача была решена с помощью графоаналитического метода, приведенного на рисунке [1, 3].

Оптимальный вариант удовлетворяет условию комплектности. Задав долю поддонов С через δ_c , а долю поддонов Д через δ_d , загружаемых по способу М₁, а остальную часть $(1 - \delta_c)$ и $(1 - \delta_d)$ по способу М₂, найдем значения δ_c и δ_d из условия комплектности:

$$\frac{160 \cdot \delta_c + 0 \cdot (1 - \delta_c)}{0 \cdot \delta_c + 120 \cdot (1 - \delta_c)} = \frac{30000}{10000}; \quad \delta_c = 0,69;$$

$$\frac{240 \cdot \delta_d + 0 \cdot (1 - \delta_d)}{0 \cdot \delta_d + 180 \cdot (1 - \delta_d)} = \frac{30000}{10000}; \quad \delta_d = 0,69.$$



Возможные способы размещения плитки на поддонах

Минимальное число поддонов X_c и X_d для перевозки тротуарной плитки найдено из уравнения [3, 4]:

$$X_c = \frac{30000}{160 \cdot 0,69 + 0 \cdot (1 - 0,69)} = 271;$$

$$X_d = \frac{30000}{240 \cdot 0,69 + 0 \cdot (1 - 0,69)} = 181.$$

В результате расчетов для перевозки всего объема плитки необходимо: европоддонов в количестве 271 шт., из которых 88 загружено по способу M_1 и 88 шт. по способу M_2 , или финподдонов в количестве 181 шт., из которых 125 шт. загружено по способу M_1 и 56 шт. по способу M_2 .

Для исследования процесса перевозки тротуарной плитки выбраны автомобили: седельный тягач КамАЗ-44108 с полуприцепом НЕФАЗ 9334; одиночный бортовой автомобиль КамАЗ-65117; бортовой автомобиль в составе автопоезда с прицепом НЕФАЗ-8332.

В качестве погрузо-разгрузочных механизмов выбран электропогрузчик CPD 25 грузоподъемностью 2,5 т (на заводе-производителе) и дизельный вилочный погрузчик Hyundai 33D -7 грузоподъемностью 3,3 т (на городских улицах).

Рассчитано потребное число полуприцепов для перевозки европоддонов и финподдонов. Количество поддонов, загружаемых на платформу, должно определяться с учетом площади платформы и грузоподъемности подвижного состава. Результаты расчетов приведены в табл. 5.

Таблица 5

Количество поддонов, загружаемых на платформу ПС

Вид тротуарной плитки	Количество поддонов, шт.	
	С	Д
Бортовой автомобиль с прицепом		
А	25	16
В	22	14
Бортовой автомобиль без прицепа		
А	16	10
В	14	9
Седельный тягач с полуприцепом		
А	17	11
В	15	10

В результате расчетов получено, что для одиночного бортового автомобиля рациональнее использовать европоддоны, а для тягача с полуприцепом и автомобиля с прицепом тип выбранных поддонов не имеет значения.

Количества ездов, которые необходимо выполнить подвижному составу разного типа для перевозки необходимого объема тротуарной плитки, приведены в табл. 6.

Таблица 6

Количество ездов, совершаемых автомобилями при перевозке тротуарной плитки

Марка автомобиля	КамАЗ - 65117	КамАЗ-44108+НЕФАЗ 9334	КамАЗ-65117+НЕФАЗ-8332
Количество ездов при перевозке всего груза поддонами С	18	18	12
Количество ездов при перевозке всего груза поддонами Д	20	18	12

Уменьшение числа ездов позволяет сократить пробег автомобиля с грузом и снизить транспортную составляющую в общих затратах ремонтно-строительных работ.

По результатам проведенных исследований оптимальным типом подвижного состава для перевозки тротуарной плитки на европоддонах является бортовой автомобиль с прицепом (КамАЗ-65117+НЕФАЗ-8332).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вельможин, А. В. К вопросу определения минимального количества ездов автомобиля при перевозке ЖБИ на строящийся объект / А. В. Вельможин, А. В. Куликов, С. Ю. Фирсова // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 3). – С. 134–135.
2. Грузовые автомобильные перевозки: учебник для вузов / А. В. Вельможин, В. А. Гудков, Л. Б. Миротин, А. В. Куликов. – М.: Горячая линия – Телеком, 2006. – 560 с.
3. Теоретические основы организации функционирования транспортных систем: методические указания по выполнению курсового проекта / сост. А. В. Вельможин, А. В. Куликов; Волгоградский государственный технический университет. – Волгоград, 2001. – 20 с.
4. Фирсова, С. Ю. Определение оптимального варианта размещения железобетонных изделий на платформе полуприцепа / С. Ю. Фирсова, А. В. Куликов // Технология, организация и управление автомобильными перевозками: сб. науч. тр. – № 3 / Сибирская гос. автомобильно-дорожная академия (СибАДИ). – Омск, 2010. – С. 164–168.

УДК 625.712

*М. И. Шаров***УПРАВЛЕНИЕ ТРАНСПОРТНЫМ СПРОСОМ КАК СРЕДСТВО
СНИЖЕНИЯ НАГРУЗОК НА УЛИЧНО-ДОРОЖНУЮ СЕТЬ****Национальный исследовательский Иркутский государственный технический университет**

(e-mail: sharov.maksim@gmail.com)

В статье рассмотрены основные методы управления транспортным спросом в городах, как способ снижения вероятности возникновения заторов на улично-дорожной сети.

Ключевые слова: транспортный спрос, подвижность.

Mobility Management of Transportation Demand Management is implemented in a lot of European and North America cities. Mobility Management tries to influence pre-trip mode choice. Individual mobility needs, also known as the demand for travel, is at the centre of attention for all measures.

Keywords: transportation Demand, Mobility.

Высокий уровень загрузки улично-дорожных сетей крупных и крупнейших российских городов, сопровождающийся резким снижением скорости сообщения и транспортными заторами, стал предметом дискуссий и многих публикаций в нашей стране. Анализ российских изданий, посвященных проблемам транспортных заторов, показывает, что чаще всего как средство борьбы с пробками указываются административные и фискальные меры, применение интеллектуальных транспортных систем (ИТС), прежде всего АСУД. Вместе с тем в них пока еще уделяется мало внимания методам формирования транспортного поведения населения, что является предметом так называемого управления транспортным спросом. Широко распространенные в зарубежной специальной литературе и периодике термины управление транспортным спросом (Transportation Demand Management – TDM) или управление мобильностью (Mobility Management – MM) имеют следующие определения:

«TDM – обобщающий термин для стратегий, которые приводят к более эффективному использованию транспортных ресурсов» (Victoria Transport Institute, Канада);

«...MM – ориентированный на спрос подход к пассажирскому и грузовому транспорту, использующий новые инструментарий и формы взаимодействия. Его цель состоит в том, чтобы поддерживать и поощрять изменение отношения к устойчивым видам транспортного обслуживания. Инструментарий MM основан на информационных и организационных методах, координации...» (К. Н. Posch, координатор ЕРОММ).

Обратимся к уже имеющейся практике применения TDM и MM. Программы снижения транспортных нагрузок на городские УДС, разработанные в последние годы в США, включают очень разнообразный арсенал мер, которые классифицируют как долгосрочные и кратко-

срочные. Примечательно, что в числе долгосрочных мер Департаменты транспорта штатов и муниципалитетов указывают TDM как обязательный элемент, характерный пример этого [2, 7]. Таким образом, в составе долгосрочных программ рассматривается не только развитие дорогостоящей транспортной инфраструктуры, но и мероприятия по формированию транспортного поведения населения. При этом особый акцент делается на рациональном использовании индивидуального автомобильного парка.

Управление транспортным спросом активно применяется в европейских странах и стало объектом совместных европейских программ, выполняемых под эгидой организации (ЕРОММ, <http://www.epommweb.org>) и самой Европейской Комиссии (www.ecomm2010.eu). В частности 30 сентября 2009 г. Европейская Комиссия приняла «План действий по городской мобильности» со сроком действия до 2012 г. Сама ЕРОММ, в состав которой входят уже 16 стран, осуществляет в 2006–2009 гг. проект МАХ – «Максимизация менеджмента мобильностью». Спектр средств управления мобильностью достаточно широк (рис. 1) и взаимосвязан с управлением транспортной системой города, муниципальным управлением и градостроительным планированием [3, 4, 6].

Оценка эффективности мер воздействия на транспортное поведение и получаемые при этом эффекты представлены в табл. 1. Наиболее эффективными считаются переориентация на использование другого вида передвижений (Shift mode) и снижение использования индивидуальных автомобилей (Reduced vehicle trips).

Приведем показатели эффективности ряда конкретных проектов в области управления транспортным спросом. В 1993 г. в штате Вашингтон была принята программа по сокращению объема ежедневных поездок по трудовым целям CTR (Commute Trip Reduction Program).

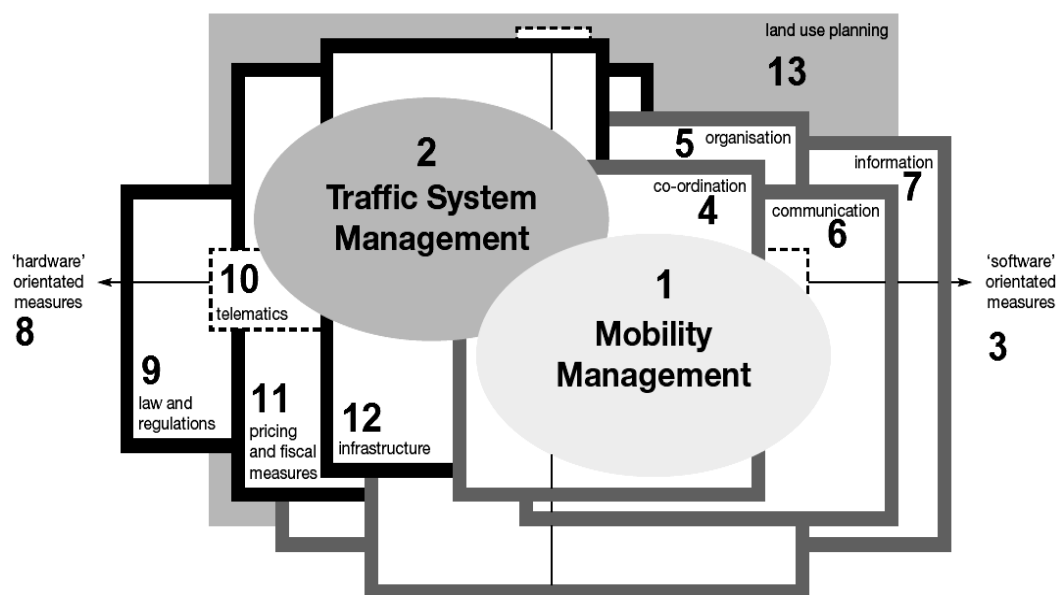


Рис. 1. Взаимосвязь управления мобильностью (1) и управления транспортной системой (2) [4]:
3 – средства и методы управления, включающие координацию работы муниципальных служб (4), средства массовых коммуникаций (6) и информационные системы (7); 8 – «аппаратные» средства, включающие разработку законодательства и регулирующих актов (9), применение телематики (10), фискальные меры (11), развитие транспортной инфраструктуры (12); 13 – планирование использования территории (т. е. градостроительное планирование)

Таблица 1

Меры воздействия на транспортное поведение и получаемые эффекты

Цели	Меры				
	Снижение скорости движения	Изменение времени передвижений	Уменьшение протяженности передвижений	Переориентация на другой способ передвижений	Снижение использования личных автомобилей
Снижение загрузки сети		–	–	–	–
Сокращение вложений на дорожное строительство			–	–	–
Сокращение вложений на строительство парковок				–	–
Сокращение расходов населения на передвижения			–	–	–
Улучшение условий передвижений				–	–
Безопасность дорожного движения	–		–	–	–
Сокращение расхода топлива			–	–	–
Сокращение выбросов в атмосферу				–	–
Повышение эффективности использования территории			–	–	–
Улучшение уровня здоровья населения	–		–	–	–

С материалами программы можно ознакомиться на сайте Департамента транспорта www.wsdot.wa.gov. Программа CTR была закреплена специальным законом штата в 1991 г.

в составе Акта о защите воздуха от загрязнений. В данной программе уделялось большое внимание использованию индивидуального автомобильного парка, прежде всего, ставилась

задача снижения количества поездок, совершаемых одиночными водителями. В этой связи разрабатывались меры, способствующие использованию автомобилей повышенной вместимости (high-occupancy vehicles) и совместному использованию автомобилей (carpooling). В составе программы предусматривались возможности изменения режима работы: сжатая 4 – дневная рабочая неделя с 10-часовым рабочим днем; гибкий режим работы – смещение начала и конца работы при сохранении длительности рабочего дня. Кроме того, внедрялась практика работы дома или в местных локальных офисах, что получило название teleworking. В результате действия программы в период 1993–2007 гг. количество поездок на работу, совершаемых одиночными водителями, снизилось с 70,9 до 65,5 %. Снижение объемов загрязнения воздушного бассейна в 2007 г. оценено суммарной величиной 4000 т всех видов загрязняющих веществ. Уменьшение расхода топлива составило 9,7 млн. галлонов на сумму 23 млн. долларов.

В Европе можно отметить введение платного пользования автомобилями в утренний пиковый период в границах урбанизированной территории Randstad, включающей Амстердам, Роттердам, Гаагу и Утрехт [1]. Введение проекта в 2001 г., утвержденного парламентом Голландии, предварялось с 1998 г. публичными слушаниями с вовлечением широких кругов общественности и заинтересованных организаций, таких, например, как Министерство транспорта и Голландская ассоциация пользователей автомобильного транспорта. Величина платы за пользование автомобилем в период 7.0–9.00 составила около 3,5 долларов. По результатам моделирования предполагалось достигнуть снижения интенсивности движения в утренний пиковый период на 30 %. Такой показатель прогнозировался как результат снижения интенсивности грузового движения на 6 % и ежедневных поездок к месту работы на индивидуальном автомобильном транспорте на 44 %, а также увеличения количество поездок предпринимателей (business trips) на 27 %. В целом в границах агломерации Randstad в утренний пиковый период было достигнуто снижение интенсивности на 35 %, что даже больше чем прогнозные оценки. При этом на важнейших дорогах снижение интенсивности составило 41 %, а на второстепенной УДС – 26 %. На 60 % изменения нагрузки на УДС в пиковый период были вызваны изменением времени поездок, приходящихся теперь на внепиковые периоды.

Выполнение программ, аналогичных рассмотренным выше, требует разработки методов прогнозов влияния различных факторов на транспортное поведение населения. Нужен инструмент, позволяющий прогнозировать выбор способов передвижений в зависимости от сценариев развития транспортной системы города. Транспортное планирование обычно рассматривают как процедуру, включающую 4 этапа (рис. 2).

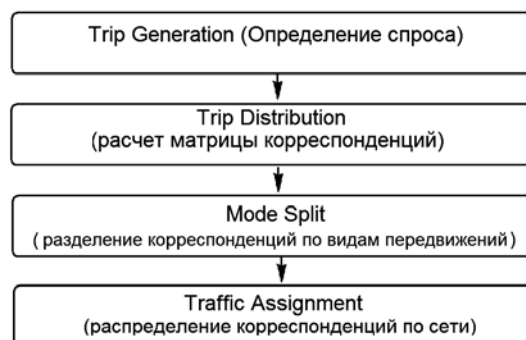


Рис. 2. Стадии транспортного планирования в программах управления транспортным спросом

Если расчет матрицы корреспонденций – этап 2 (см. рис. 2) и распределение корреспонденций по маршрутам сети (т. е. маршрутной сети или УДС) – этап 4 в значительной мере можно рассматривать как расчетные процедуры, то оценка спроса на передвижение и выбор способа передвижений, прежде всего, базируются на разнообразных статистических данных. В странах с высоким уровнем автомобилизации количество генерируемых объектами корреспонденций (trip generation) рассматривается

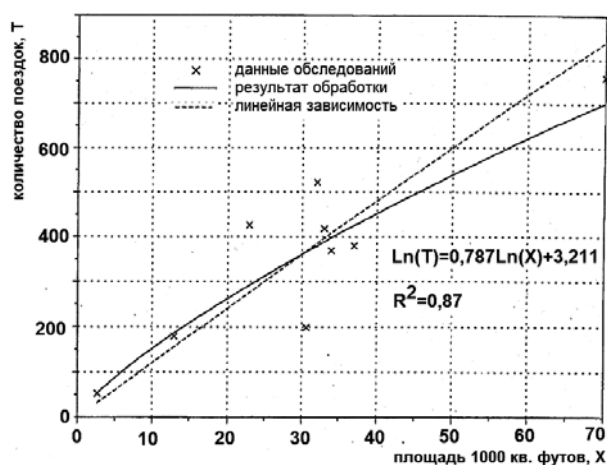


Рис. 3. Генерация поездок супермаркетами вечерний час пик – соотношение прибытий и убытий 53 % к 47 %:
X – суммарная площадь помещений супермаркета, 1000 кв. футов;
T – количество поездок к супермаркету и от него, авт./ч

в виде количества автомобилей, прибывающих и убывающих за определенный период суток. В США уже долгое время этот параметр является объектом регулярных исследований, которые систематизируются в виде обновляемых справочных данных руководств по транспортным расчетам. Например, на рис. 3 представлены данные генерирующей способности крупных супермаркетов из справочного издания Trip Generation.

Оценка вероятности выбора способа передвижений, что необходимо рассматривать на этапе 3 (Mode Split) относится к классу моделей индивидуальных предпочтений. В качестве примера рассмотрим дезагрегированную модель индивидуального выбора [5], которая применялась для целого ряда городов США. В соответствии с этой моделью ожидаемое количество людей E_i , выбирающих способ передвижения i , определяется как сумма вероятностей выбора ими альтернативы i

$$E_i = \sum_n P_{in}, \quad (1)$$

где P_{in} – вероятность выбора индивидом n способа передвижения i .

В более детализированном виде вероятность $P(f, d, m, r)$ передвижения способом m по маршруту r в зону d (или к объекту d) предлагается рассматривать как

$$P(f, d, m, r) = P(f)P(f, d)P(m, f, d)P(r, f, d, m), \quad (2)$$

где $P(f)$ – вероятность совершения передвижения; $P(f, d)$ – вероятность в зону d (или к объекту d) при условии, что передвижение состоялось; $P(m, f, d)$ – вероятность использования способа передвижения при условии, что передвижение состоялось в зону d (или к объек-

ту d); $P(r, f, d, m)$ – вероятность использования маршрута при использовании способа передвижения при условии, что передвижение состоялось в зону d (или к объекту d).

Очевидно, что построение дезагрегированных моделей выбора способа передвижения как и оценка количества генерируемых поездок требует систематических транспортных обследований и накопления статистических данных. Накопление таких данных остро необходимо для выполнения многих видов градостроительного и транспортного планирования и позволит повысить обоснованность решений, в том числе прогнозировать эффект от введения мер воздействия на транспортное поведение как это было сделано в Голландии при введении плат для агломерации Randstad [1]. Транспортная лаборатория ИрГТУ планирует осуществлять исследования транспортного поведения населения и генерации поездок различными видами объектов тяготения. Главной целью этих исследований намечена разработка модели оптимального размещения перехватывающих парковок. Определенный объем информации о транспортном поведении уже накоплен при разработке концепции развития общественного транспорта г. Иркутска.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шаров, М. И. Перспективы управления транспортным спросом / М. И. Шаров // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2011. – Т. 48. – № 1. – С. 119–123.
2. Левашев, А. Г. Управление дорожным движением на магистральных улицах / А. Г. Левашев, С. Е. Тебеньков, Е. С. Иванченко // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2012. – Т. 68. – № 9. – С. 152–157.
3. Михайлов, А. Ю. Перспективная тематика исследований в области теории транспортных потоков / А. Ю. Михайлов, И. М. Головных // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2005. – Т. 22. – № 2. – С. 128–130.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 69.002.51.004.1

Н. Н. Гребенникова

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОЙ СТРАТЕГИИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МАШИН

Волжский институт строительства и технологий (филиал) ФГБОУ ВПО
«Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет»
(e-mail: SDMIO@mail.ru)

Описывается методика определения оптимальной стратегии эксплуатации машин, основанная на математическом аппарате методов линейного и динамического программирования.

Ключевые слова: оптимизация, стратегия, эксплуатация машин, динамическое программирование, линейное программирование.

The technique of definition of optimum strategy of operation of the cars, based on mathematical apparatus of methods of linear and dynamic programming is described.

Keywords: optimization, strategy, operation of cars, dynamic programming, linear programming.

В моделях оптимальной эксплуатации машин результаты расчета во многом зависят от того, какие исходные данные, характеризующие изменение эксплуатационных показателей работы машины, будут использованы при решении задачи. В большинстве работ в качестве исходных данных принимаются фактические показатели, получаемые путем статистических наблюдений за работой машин в условиях реальной эксплуатации. В этом случае на результаты решения будут влиять факторы, ничего общего не имеющие с техническими и эксплуатационными возможностями машин, выполняющих заданные производственные процессы. Поэтому нами, для определения оптимальной стратегии эксплуатации машин, разработана новая методика, которая основана на использовании современных математических методов и ЭВМ и состоит из двух этапов: 1-й этап – выбор оптимального варианта выполнения заданного годового объема механизированных работ на основе моделей математического аппарата линейного программирования и получение в результате этого исходных данных по эксплуатационным показателям работы машин и 2-й этап – определение оптимальных сроков службы и оптимальной политики ремонта методом динамического программирования, на основе данных, полученных на 1-м этапе.

При реализации 1-го этапа, для получения оптимальных исходных данных использована методика, в основе которой лежит модель основной задачи линейного программирования. Рассматриваемая задача описана следующей математической моделью:

$$\left. \begin{aligned} x_{11} + x_{21} + \dots + x_{k1} &= Q_1 \\ x_{12} + x_{22} + \dots + x_{k2} &= Q_2 \\ &\dots \dots \dots \\ x_{1n} + x_{2n} + \dots + x_{kn} &= Q_n \\ \frac{x_{11}}{W_{11}} + \frac{x_{12}}{W_{12}} + \dots + \frac{x_{1n}}{W_{1n}} &\leq T \\ \frac{x_{21}}{W_{21}} + \frac{x_{22}}{W_{22}} + \dots + \frac{x_{2n}}{W_{2n}} &\leq T \\ &\dots \dots \dots \\ \frac{x_{k1}}{W_{k1}} + \frac{x_{k2}}{W_{k2}} + \dots + \frac{x_{kn}}{W_{kn}} &\leq T \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$C = c_{11} x_{11} + c_{12} x_{12} + \dots + c_{1k} x_{1k} + c_{21} x_{21} + \dots + c_{2k} x_{22} + \dots + c_{2k} x_{2k} + \dots + c_{k1} x_{k1} + c_{k2} x_{k2} + \dots + c_{kn} x_{kn} \rightarrow \min. \quad (2)$$

Система (1) является ограничениями задачи, а выражение (2) – целевой функцией. Здесь x_{ij} – объем работ, выполняемый агрегатом i ($i = 1, 2, \dots, k$) на операции j ($j = 1, 2, \dots, n$); Q_j – объем работ на операции j ; W_{ij} – годовая произво-

ны и для каждого состояния по минимуму затрат средств на единицу наработки машины определить, как выгоднее поступить с имеющейся машиной – заменить ее новой, капитально отремонтировать или продолжать эксплуатировать без ремонта и замены. Решение начинают с последнего года периода и последовательно перемещаются к первому. Таким образом находят так называемые условные оптимальные решения для каждого года периода при любом возможном состоянии машины на начало этого года. Затем, «пробегая» процесс решения в обратном направлении, то есть от первого до последнего года, и зная состояние (t, t_1) машины на начало каждого года, находят оптимальный вариант эксплуатации машины. Он будет состоять из набора условных обозначений: K – купить новую машину, $\mathcal{E}$ – эксплуатировать старую, P – капитально отремонтировать, то есть будет иметь вид:

$$\mathcal{E} \mathcal{E} P \mathcal{E} \dots K \mathcal{E} \mathcal{E} \quad (5)$$

Вариант эксплуатации (5) расшифровывают так: имеющуюся машину надо эксплуатировать первые два года, затем ее следует отремонтировать на третьем году эксплуатации, затем в течение четвертого года эксплуатировать. Далее последует период эксплуатации, ремонта и замены машины. Наконец, перед последними тремя годами эксплуатации заменяют машину новой и далее эксплуатируют ее до конца рассматриваемого периода без замены и ремонта. Вариант (5) представлен здесь в неконкретном виде, так как неизвестна длительность периода планирования. Из него лишь видно, что длительность доремонтного цикла равна 2 годам. Если длительность периода будет задана, то (5) примет вполне конкретный вид и однозначно

укажет, как поступить с имеющейся машиной в каждый год периода – ремонтировать ее, продолжать эксплуатировать или заменить новой.

Реализация модели (4) на ЭВМ по специально разработанной программе позволяет получить оптимальный план использования и ремонта машины, обеспечивающий получение минимума затрат средств за период времени t . План получают в виде, аналогичном (5).

Вывод. Для определения оптимальной стратегии эксплуатации машин нами разработана специальная методика, основанная на методах линейного и динамического программирования, максимально приспособленная для использования ЭВМ. С помощью предлагаемой методики можно определить оптимальный срок службы машины и оптимальной ремонтной политики по критериям минимума удельных затрат и максимума прибыли, получаемой от использования машины.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гребенникова, Н. Н. Оптимальная стратегия использования машин в строительстве методом динамического программирования / Н. Н. Гребенникова // Тезисы докладов X межвузовской научно-практической конференции молодых ученых и студентов г. Волжского, Ч. 1. – Волжский: 2004.
2. Рогожкин, В. М. Выбор оптимальной стратегии эксплуатации машин методом математического программирования / В. М. Рогожкин, Н. Н. Гребенникова // Материалы международной научно-технической конференции «Интерстроймех-2004». – Воронеж, 2004.
3. Рогожкин, В. М. Выбор оптимальных вариантов эксплуатации машин методом динамического программирования / В. М. Рогожкин, Н. Н. Гребенникова, Д. А. Двизов, Н. В. Скиданов // Механизация строительства. – 2005. – № 12.
4. Рогожкин, В. М. Методика выбора оптимальной стратегии эксплуатации машин / В. М. Рогожкин, Н. Н. Гребенникова // Материалы международной научно-технической конференции «Интерстроймех-2008». – Владимир, 2008.

А. С. Денисов, Б. Ф. Тугушев, Е. Ю. Горшенина

**ОСОБЕННОСТИ ПРЕДЛАГАЕМОЙ ТЕХНОЛОГИИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ
КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НАПЛАВОЧНЫМИ
МЕТАЛЛОПОКРЫТИЯМИ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ЗАРУБЕЖНЫХ АНАЛОГОВ**

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования**

«Саратовский государственный технический университет имени Ю. А. Гагарина»

(e-mail: denisov0307@yandex.ru, tugushev@mail.ru, ekaterina_84_07@mail.ru)

3

В статье рассмотрены основные особенности современных технологий восстановления коленчатых валов автотракторных двигателей наплавочными металлопокрытиями.

Ключевые слова: коленчатый вал, наплавка, проволока, подогрев, ресурс.

In article the basic features of modern technologies of rebuilding of automotive and tractor engines crankshafts are considered.

Keywords: crankshaft, welding-up, wire, heating, resource.

На современном этапе вопросами восстановления коленчатых валов автомобильных, тракторных двигателей и других кривошипов занимаются различные компании по всему миру [1], при этом основное место (примерно 80 % всех используемых технологий) занимает так называемый «Глисон-процесс» (The Gleason Process) [2, 3]. Он получил распространение в Америке [4], Японии [5], Африке, Италии [6] и Австралии [7].

Вильяму Глисону (William R. Gleason) принадлежит авторство на четыре патента в этой области, выданных в США. Номера их: 3,694,620; 3,978,310; 5,408,906 и 5,622,092 [8–11]. Два из них: 3,694,620 и 3,978,310 – посвящены как раз сути и конструктивным особенностям

«глисоновского» оборудования для наплавки коленчатых валов, коим пользуются сегодня в мире.

Первый из них (3,694,620) рассматривает конструкцию механизма последовательной подачи двух различных наплавочных проволок через одну горелку (рис. 1). Второй (3,978,310) предлагает использовать оригинальную кинематическую схему нанесения металлопокрытий на шатунные шейки вала, при котором наплавляемая шейка движется по орбитальной траектории, а наплавочная головка следует за ней (рис. 2). В патентах под номерами 5,408,906 и 5,622,092 рассматриваются просто конструкции оригинальных центросместителей, которые не связаны напрямую с «Глисон-процессом».

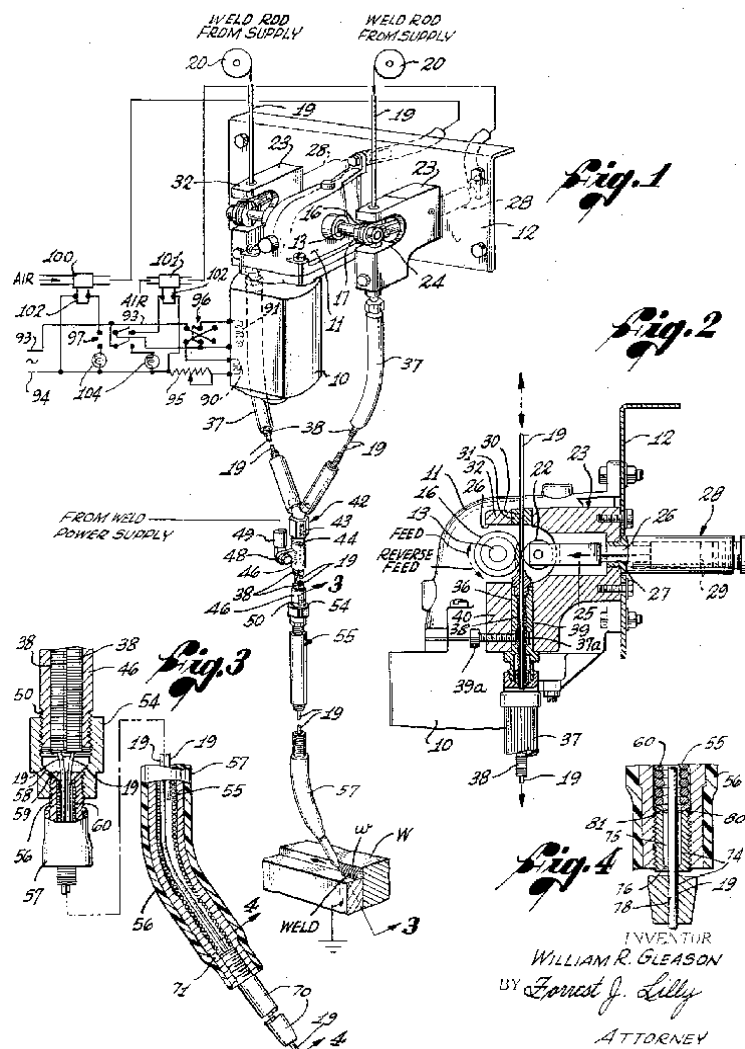


Рис. 1. Конструктивная схема механизма подачи двух проволок [12]

Суть «Глисон-процесса» заключается в наплавке зоны галтели металлопокрытием с твердостью около 30 HRC и в наплавке рабочей по-

верхности шейки металлом с твердостью примерно 50 HRC. На рис. 3 приведены зоны сравнительных исследований новых коленчатых

валов, изготовленных фирмой «Caterpillar», и коленчатых валов после восстановления по технологии компании «Gleason Engineering Industries, Inc.». При этом металлопокрытия обладают высокой прочностью ($\sigma_b=560$ МПа – для галтели, $\sigma_b=1690$ МПа – для шейки вала), гибкостью и вязкостью (относительное удлинение составляет 20 и 16 %, соответственно для галтели и шейки) [2]. Аналогичные металлопокрытия применяют для восстановления коленчатых валов в Европе [1].

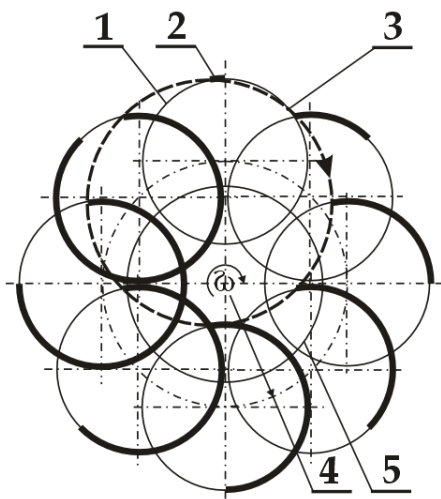


Рис. 2. Кинематическая схема нанесения наплавочного металлопокрытия по технологии «The Gleason Process»: 1 – контур профиля шатунной шейки коленчатого вала; 2 – зона горения дуги и формирования наплавочного валика; 3 – траектория движения зоны горения дуги; 4 – радиус кривошипа; 5 – контур профиля коренной шейки коленчатого вала [9, 12]

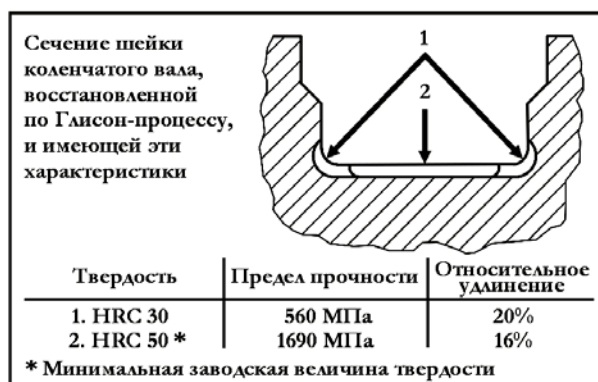


Рис. 3. Физико-механические свойства металла восстановленного коленчатого вала после наплавки двумя проволоками (компания «Gleason Engineering Industries, Inc.»): 1 – зоны галтелей; 2 – зона рабочей поверхности шейки [12]

Еще одной особенностью чисто «Глисон-процесса» является планетарное движение шатунной шейки при наплавке и сложное движение вслед за ней наплавочной горелки, снабженной двумя последовательно заменяемыми проволоками. Металлопокрытия не требуют за-

калки токами высокой частоты. Твердость приобретает в процессе следующего после наплавки длительного среднего отпуска при температуре около 400 °С и выдержки из расчета 2 часа на один дюйм диаметра шейки [2, 3, 12].

Особенностью комплектов для наплавки «Gleason Engineering Industries, Inc.» является наличие омедненных проволок малых диаметров от 0,030 до 0,045 дюйма (примерно от 0,8 до 1,2 мм). Это обеспечивает незначительные тепловложения в деталь при осуществлении процесса металлопокрытия.

Другой особенностью американских комплектов материалов является обязательное наличие двух проволок для наплавки одной шейки вала (вариант технологии применяется в основном для коленчатых валов дизельных двигателей). Галтели вала, как было сказано выше, наплавляются материалом с твердостью после наплавки от 26 до 30 HRC. Это обеспечивает отсутствие трещин при наплавке зон галтелей, так как противовесы и щеки коленчатого вала являются хорошими радиаторами и дают высокую скорость охлаждения, что приводит к образованию холодных трещин в самых опасных сечениях наплавленных коленчатых валов.

Изучение причин поломок коленчатых валов показывает, что в большинстве случаев они являются следствием усталости материала детали. Наиболее часто усталостное разрушение вала происходит по щеке в зоне перекрытия шатунных и коренных шеек [13, 14].

По предложенной в СГТУ имени Ю. А. Гагарина технологии центральная часть шейки наплавлялась порошковой проволокой марки ПП-Нп-35В9Х3СФ (ГОСТ 26101–84) с последующим отпуском при 500 °С в течение одного часа, наплавка галтелей осуществлялась проволокой сплошного сечения марки Нп-30ХГСА (ГОСТ 10543–98) с предварительным подогревом детали до 230 °С. Нанесение всех металлопокрытий производилось по слою флюса АН-348А (ГОСТ 9087–81). Это позволило получить распределение микротвердости по сечению шейки, близкое к показателям новой детали, а также к показателям современных технологий, применяемых за рубежом для восстановления коленчатых валов дизелей металлопокрытиями.

Данные по вторичному ресурсу восстановленных коленчатых валов дизельных двигателей были получены по результатам статистической обработки, проведенной по 80 новым и по 80 восстановленным коленчатым валам (приведены в таблице).

Статистические характеристики распределения межремонтного ресурса коленчатых валов

Наименование валов	Среднее значение пробега L , тыс. км	Стандартное отклонение σ , тыс. км	Коэффициент вариации	Относительный вторичный ресурс
Новые	195,2	106,2	0,544	–
Восстановленные	157,4	84,54	0,537	0,806

Результат проведенных исследований – усовершенствованный технологический процесс восстановления коленчатых валов дизельных двигателей. Годовой экономический эффект составил около 16 000 000 руб., при программе восстановления 300 коленчатых валов в год. Коэффициент относительной экономической эффективности при этом 8,85, что указывает на прямую выгоду. Вторичный ресурс восстановленных крупногабаритных коленчатых валов дизельных двигателей составляет 80 % от ресурса новых валов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тугушев, Б. Ф. Мировая практика восстановления коленчатых валов / Б. Ф. Тугушев // Восстановление и упрочнение деталей машин: межвуз. науч. сб. / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2001. – С. 69–85.
2. Тугушев, Б. Ф. «The Gleason Process» для восстановления коленчатых валов / Б. Ф. Тугушев // Восстановление и упрочнение деталей машин: межвуз. науч. сб. / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2001. – С. 91–103.
3. Горшенина, Е. Ю. Исследование особенностей наплавки коленчатых валов / Е. Ю. Горшенина, Б. Ф. Тугушев // Совершенствование технологий и организации обеспечения работоспособности машин: сб. науч. трудов / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2007. – С. 57–62.
4. Тугушев, Б. Ф. Американская концепция восстановления тяжело нагруженных коленчатых валов дизельных двигателей / Б. Ф. Тугушев // Актуальные проблемы транспорта Поволжья и пути их решения: межвуз. науч. сб. / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2001. – С. 136–149.
5. Тугушев, Б. Ф. Анализ японского опыта восстановления коленчатых валов / Б. Ф. Тугушев // Проблемы эксплуатации автомобильного транспорта и других машин и пути их решения: сб. науч. трудов / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2005. – С. 84–89.
6. Горшенина, Е. Ю. Итальянский опыт восстановления коленчатых валов / Е. Ю. Горшенина, Б. Ф. Тугушев // Совершенствование технологий и организации обеспечения работоспособности машин: сб. науч. трудов / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2006. – С. 68–80.
7. Горшенина, Е. Ю. Современные технологии восстановления коленчатых валов / Е. Ю. Горшенина, Б. Ф. Тугушев // Логистика и экономика ресурсосбережения и энергосбережения в промышленности: сб. науч. трудов по МНПК / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2007. – С. 233–237.
8. Patent 3694620 (US) / Dual Welding Wire Feed For ARC Welder / W.Gleason, 1972. 5 p.
9. Patent 3978310 (US) / Machine For Repair Of Crankshafts By Welding / W.Gleason, 1976. 8 p.
10. Patent 5408906 (US) / System For Simultaneously Setting Stroke On A Crankshaft Lathe / W.Gleason, 1995. 10 p.
11. Patent 5622092 (US) / System For Simultaneously Setting Stroke On A Crankshaft Lathe / W.Gleason, 1997. 14 p.
12. Горшенина, Е. Ю. Двухпроволочная наплавка коленчатых валов / Е. Ю. Горшенина, Б. Ф. Тугушев // Молодые ученые – науке и производству: сб. науч. тр. / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2007. – С. 34–38.
13. Денисов, А. С. Теоретический анализ изменения напряженно-деформированного состояния коленчатого вала в процессе эксплуатации / А. С. Денисов, А. Т. Кулаков, Б. Ф. Тугушев, Е. Ю. Горшенина, А. А. Видинеев // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2010, № 9. – С. 47–51.
14. Денисов, А. С. Анализ результатов экспериментального исследования напряженно-деформированного состояния коленчатого вала в процессе эксплуатации / А. С. Денисов, А. Т. Кулаков, Б. Ф. Тугушев, Е. Ю. Горшенина, А. А. Видинеев // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2011, № 1. – С. 28–34.

УДК 629. 113-592.2

Е. И. Железнов, Р. Е. Железнов

**АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗВЕНЬЕВ МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЕЗДА
С ПАССИВНЫМ ПРИЦЕПОМ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ**

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: DrSpeer@mail.ru)

В статье приведены некоторые результаты исследования влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на динамическое взаимодействие звеньев малотоннажного автопоезда с пассивным 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.

Как известно [1, 2] величина нагрузок в сцепном устройстве (СУ) зависит от конструктивных и эксплуатационных факторов, к числу которых относятся: жесткость $C_{\text{сц}}$ упругой связи, демпфирующее сопротивление $\eta_{\text{сц}}$ и величина зазора ξ_x в сцепном узле, масса звеньев $M_{\text{т}}$, $M_{\text{п}}$ автопоезда (АП), режим движения, темп приложения движущих или тормозных сил. Торможение, наряду с разгоном, является основным расчетным режимом при определении параметров сцепного устройства АП. С целью оценки влияния перечисленных выше факторов на величину нагрузок в СУ малотоннажного АП с пассивным (бестормозным) прицепом при торможении были проведены расчетные исследования с помощью описанной в работе [3] математической модели, адекватность которой подтверждена дорожными испытаниями. В ка-

честве объекта исследования был выбран АП на базе тягача, с параметрами автомобиля УАЗ-3741, и одноосного прицепа. Результаты расчетов 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 $P_{\text{км}}$ усилия $P_{\text{к}}$ в СУ и среднее квадратическое отклонение σ_p усилия $P_{\text{к}}$. В таблице в качестве примера приведены значения уровней и интервалов варьирования исследуемых факторов, а ниже – формулы и графики, отражающие их влияние на оценочные показатели при торможении расчетного АП с начальной скорости $V_0 = 40$ км/ч на дороге с коэффициентом сцепления $\phi_x = 0,7$. Рассмотрим результаты расчетов.

Значения уровней и интервалов варьирования факторов

Параметры	Факторы	Уровни варьирования факторов					Интервал варьирования
		-1,595	-1,0	0	1,0	1,595	
$M_{\text{п}}$, кг	x_1	150	280	500	720	850	220
$t_{\text{д}}$, с	x_2	0,1	0,2	0,4	0,6	0,7	0,2
ξ_x , м	x_3	0	0,004	0,01	0,016	0,02	0,006
$C_{\text{сц}}$, кН/м	x_4	50	96,6	175	253,4	300	78,4
$\eta_{\text{сц}}$, кНс/м	x_5	0	1,12	3,0	4,88	6,0	1,88

$$\begin{aligned}
 P_{\text{км}} = & 2855,3 + 1284,7x_1 - 639,5x_2 + 416,9x_3 + 215,9x_4 - 366,8x_5 - 251,1x_1x_2 + \\
 & + 45,7x_1x_3 + 68,2x_1x_4 - 98,1x_1x_5 - 200,5x_2x_3 - 5,2x_2x_4 + 96,2x_2x_5 + 223,8x_3x_4 - \\
 & - 102,1x_3x_5 - 45,0x_4x_5 - 54,9x_1^2 + 358,0x_2^2 + 108,8x_3^2 + 85,9x_4^2 + 125,9x_5^2; \\
 \sigma_p = & 661,3 + 280,4x_1 - 33,5x_2 + 95,6x_3 + 26,7x_4 - 107,5x_5 - 28,3x_1x_2 + 25,1x_1x_3 + \\
 & + 8,2x_1x_4 - 42,4x_1x_5 - 40,2x_2x_3 + 1,9x_2x_4 + 52,7x_2x_5 + 41,0x_3x_4 - 41,4x_3x_5 - \\
 & - 20,1x_4x_5 - 30,9x_1^2 + 29,4x_2^2 + 10,3x_3^2 + 82,9x_5^2,
 \end{aligned}$$

где x_1 – масса прицепа, $M_{\text{п}}$; x_2 – время нарастания тормозных сил на осях тягача от нуля до максимального значения, $t_{\text{д}}$; x_3 – зазор в СУ, ξ_x ; x_4 – коэффициент жесткости упругого элемента сцепки, $C_{\text{сц}}$; x_5 – коэффициент неупругого сопротивления сцепки, $\eta_{\text{сц}}$.

Анализ коэффициентов регрессии уравнений показал, что по силе влияния на величину $P_{\text{км}}$ факторы располагаются в следующем порядке: $M_{\text{п}}$, $t_{\text{д}}$, ξ_x , $\eta_{\text{сц}}$, $C_{\text{сц}}$, а на величину σ_p – $M_{\text{п}}$, $\eta_{\text{сц}}$, ξ_x , $t_{\text{д}}$, $C_{\text{сц}}$. Причем влияние массы $M_{\text{п}}$, которая зависит от загрузки прицепа, значительно превосходит влияние остальных фак-

торов. С увеличением $M_{\text{п}}$ величины $P_{\text{км}}$ и σ_p растут (рис. 1), что связано во-первых, с усилением наката прицепа на тягач (увеличение $P_{\text{км}}$), а во-вторых, с повышением интенсивности относительных колебаний звеньев (увеличение σ_p).

С увеличением темпа приложения тормозных сил (уменьшение $t_{\text{д}}$) величины $P_{\text{км}}$ и σ_p растут. Такое же по характеру, но меньшее по силе влияние оказывают зазор ξ_x и жесткость $C_{\text{сц}}$ упругого элемента сцепки, а увеличение коэффициента демпфирования $\eta_{\text{сц}}$ наоборот приводит к снижению величин $P_{\text{км}}$ и σ_p (см. рис. 1).

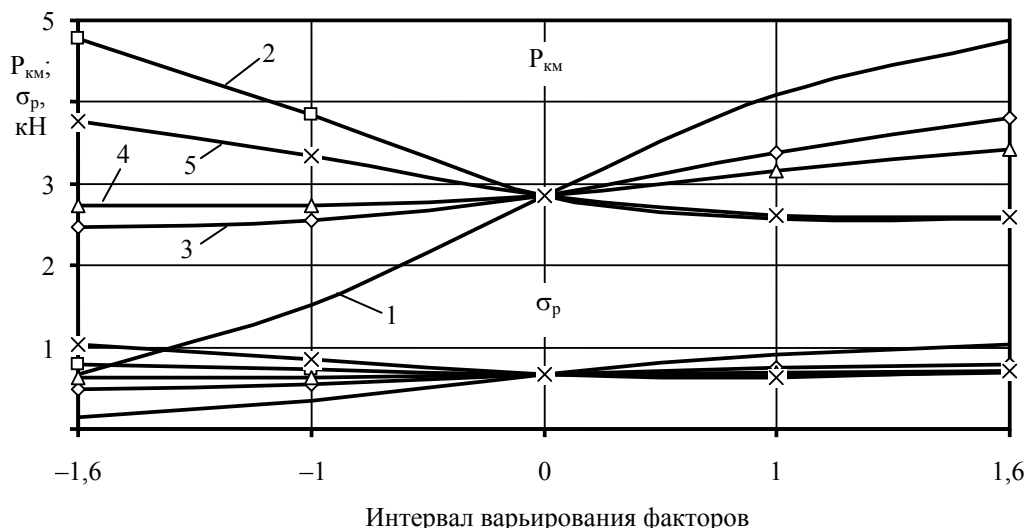


Рис. 1. Влияние одиночных факторов на величину оценочных показателей:
1 – $M_{\text{п}}$; 2 – $t_{\text{д}}$; 3 – ξ_x ; 4 – $C_{\text{сц}}$; 5 – $\eta_{\text{сц}}$

Значительное влияние на величину оценочных показателей оказывают парные взаимодействия факторов, в первую очередь, с массой прицепа. Так, при $M_{\text{п}} = 150$ кг изменение $t_{\text{д}}$ с 0,7 с до 0,1 с приводит к увеличению величин $P_{\text{км}}$ на 0,76 кН (рис. 2) и $\sigma_{\text{р}}$ на 0,04 кН, а при $M_{\text{п}} = 850$ кг изменение $t_{\text{д}}$ в тех же пределах сопровождается их ростом уже на 3,3 и 0,25 кН соответственно. В случае резкого торможения АП ($t_{\text{д}} = 0,1$ с) с груженым прицепом ($M_{\text{п}} = 850$ кг) максимальная величина усилия в сцепке становится соизмеримой с весом прицепа ($P_{\text{км}} = 7,3$ кН). Это может привести к нарушению работоспособности СУ. Применение плавного торможения АП при той же массе прицепа позволит примерно в два раза снизить величину $P_{\text{км}}$.

К значительному росту нагрузок в СУ приводит одновременное с повышением массы $M_{\text{п}}$

прицепа и интенсивности торможения (уменьшение $t_{\text{д}}$) увеличение зазора ξ_x (рис. 3, а), жесткости $C_{\text{сц}}$ упругого элемента (рис. 3, б) и снижение коэффициента демпфирования $\eta_{\text{сц}}$ (рис. 3, в). Наиболее выпукло это явление прослеживается на примере взаимодействия x_1x_3 ($M_{\text{п}}$, ξ_x). Как видно (см. рис. 3, а), увеличение усилия $P_{\text{км}}$ происходит при любом сочетании факторов, но оно более значимо в случае, когда оба фактора принимают максимальные значения. Так, при $M_{\text{п}} = 850$ кг изменение ξ_x с 0 до 0,02 м приводит к увеличению $P_{\text{км}}$ примерно на 40 %, а $\sigma_{\text{р}}$ – на 50 %.

Влияние взаимодействий x_1x_4 ($M_{\text{п}}$, $C_{\text{сц}}$) и x_1x_5 ($M_{\text{п}}$, $\eta_{\text{сц}}$) имеет более сложный характер. При фиксированных значениях коэффициентов $C_{\text{сц}}$ и $\eta_{\text{сц}}$ увеличение массы прицепа приводит к росту нагрузок (см. рис. 3, б, в). В то же время при фиксированной массе прицепа можно подобрать такое значение $C_{\text{сц}}$, при котором величины $P_{\text{км}}$ и $\sigma_{\text{р}}$ будут минимальными. Влияние коэффициента демпфирования растет с увеличением массы прицепа.

Особый интерес представляет оценка взаимного влияния конструктивно-эксплуатационных параметров сцепного устройства. Анализ коэффициентов регрессии и графиков, приведенных на рис. 4, показал, что не только величина, но и характер изменения оценочных показателей в значительной мере обусловлен эффектами взаимодействия факторов. Например, влияние коэффициента жесткости $C_{\text{сц}}$ прямо зависит от величины зазора ξ_x . При беззазорной сцепке ($\xi_x = 0$) увеличение $C_{\text{сц}}$ с 50 до 300 кН/м приводит к снижению величины $P_{\text{км}}$ примерно

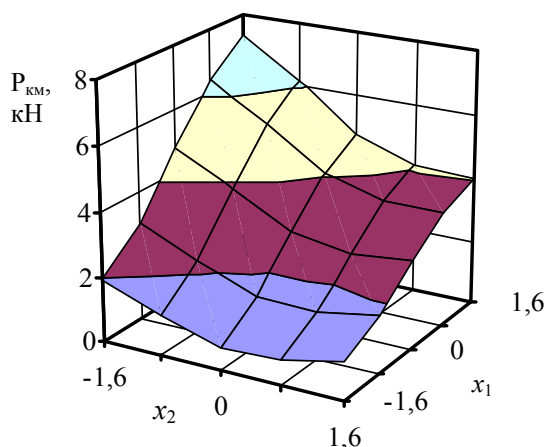


Рис. 2. Влияние массы $M_{\text{п}}$ (x_1) и времени $t_{\text{д}}$ (x_2) на максимальную величину $P_{\text{км}}$ усилия в СУ расчетного АП при торможении

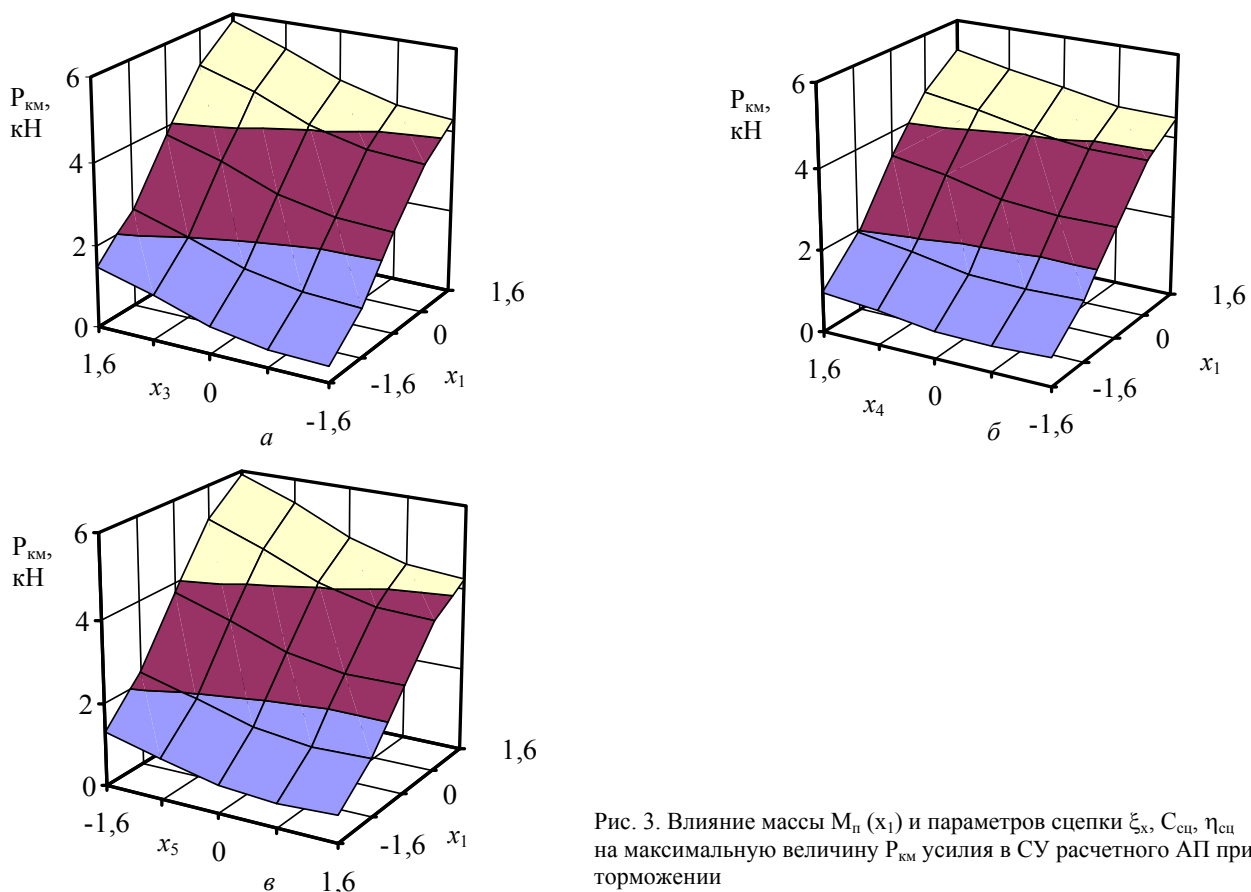


Рис. 3. Влияние массы $M_n(x_1)$ и параметров сцепки $\xi_{сх}$, $C_{сц}$, $\eta_{сц}$ на максимальную величину P_{KM} усилия в СУ расчетного АП при торможении

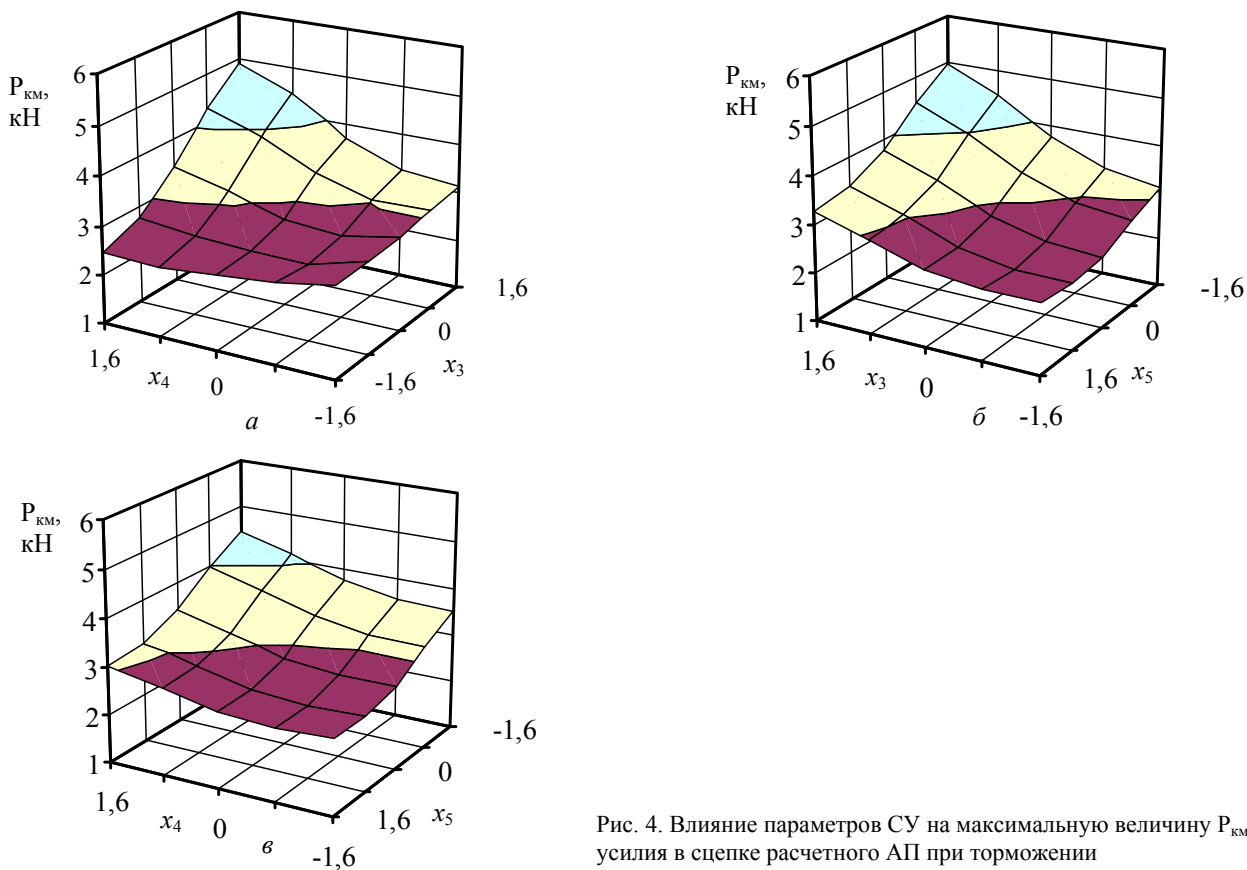


Рис. 4. Влияние параметров СУ на максимальную величину P_{KM} усилия в сцепке расчетного АП при торможении

на 0,3 кН (рис. 4, *а*), а σ_p – на 0,1 кН. При $\xi_x = 0,02$ м величина $R_{км}$ наоборот увеличивается на 1,85 кН, а σ_p – на 0,2 кН. Влияние зазора ξ_x тем больше, чем выше жесткость упругого элемента и меньше демпфирование. Так, при $C_{сц} = 50$ кН/м увеличение зазора с 0 до 0,02 м сопровождается ростом $R_{км}$ и σ_p примерно на 0,2 кН, а при $C_{сц} = 300$ кН/м – на 2,5 кН и 0,5 кН соответственно. Изменение зазора ξ_x в указанных выше пределах при $\eta_{сц} = 0$ приводит к увеличению величин $R_{км}$ на 1,7 кН и σ_p на 0,7 кН, а при $\eta_{сц} = 6$ кН·с/м – на 0,8 кН и 0,1 кН соответственно (см. рис. 4, *б*). Поэтому для снижения динамических нагрузок в СУ необходимо устранять зазоры и применять упругие элементы с высоким демпфированием.

Влияние взаимодействия x_4x_5 ($C_{сц}$, $\eta_{сц}$) менее значимо и более определено (см. рис. 4, *в*). С увеличением коэффициента $C_{сц}$ величина $R_{км}$ растет при любых значениях коэффициента $\eta_{сц}$, но при высоких жесткостях упругого элемента влияние демпфирования становится ощутимее.

Таким образом, проведенные исследования показали, что в сцепном устройстве малотон-

нажного АП с пассивным прицепом при торможении могут действовать значительные динамические нагрузки, соизмеримые с весом прицепа. Величина и характер изменения нагрузок зависят от соотношения конструктивно-эксплуатационных факторов и при правильном выборе параметров СУ могут быть оптимизированы. Но это возможно только в случае замены жестких сцепных устройств шарового типа, широко применяемых на малотоннажных АП, на беззазорные сцепные устройства с упруго-демпфирующими элементами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Шукин, М. М.* Сцепные устройства автомобилей и тягачей: Конструкция, теория, расчет / М. М. Шукин. – Л.: Машиностроение, 1961. – 217 с.
2. *Железнов, Е. И.* Исследование влияния параметров сцепного устройства на продольную устойчивость малотоннажного автопоезда / Е. И. Железнов, Р. Е. Железнов // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 2(89) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 5). – С. 21–24.
3. *Железнов, Е. И.* Повышение тормозных свойств малотоннажных автопоездов: монография / Е. И. Железнов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2000. – 144 с.

Г. О. Мельников, Е. С. Ларин, В. Г. Дыгало, А. А. Ревин

**КОМПЛЕКС ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ СИСТЕМ
АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЯ**

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tera@vstu.ru)

В статье описана разработанная авторами экспертная система и созданный модуль для диагностики систем активной безопасности

Ключевые слова: автомобиль, система активной безопасности, диагностика.

The paper describes the expert system of and the developed module for the diagnosis of active safety systems

Keywords: vehicle, active safety system, diagnostics.

Как и любая система автомобиля, ABS и ESP нуждаются в диагностике. Крупные сервисные станции для обнаружения неисправности привлекают мастеров по диагностике. С помощью специального оборудования и своих знаний они максимально быстро и точно находят неисправность. У сервисных центров среднего и малого размера, для снижения затрат, обязанности мастера по диагностике делегируются механикам, электрикам и техническим консультантам. В этом случае точность и скорость диагностики напрямую зависит от квалификации персонала. Для повышения про-

фессиональных навыков сотрудников необходимо обучение. Это несомненно приведет к небольшим затратам, так как в противном случае необученный персонал может увеличить время диагностики в несколько раз, по сравнению с мастером по диагностике, и значительно повысить количество ошибочных замен и ремонтов. Выходом из данной ситуации может стать диагностический комплекс систем активной безопасности автомобиля, который будет удобен и прост в использовании, что позволит снизить время диагностики, увеличить точность и сократить затраты.

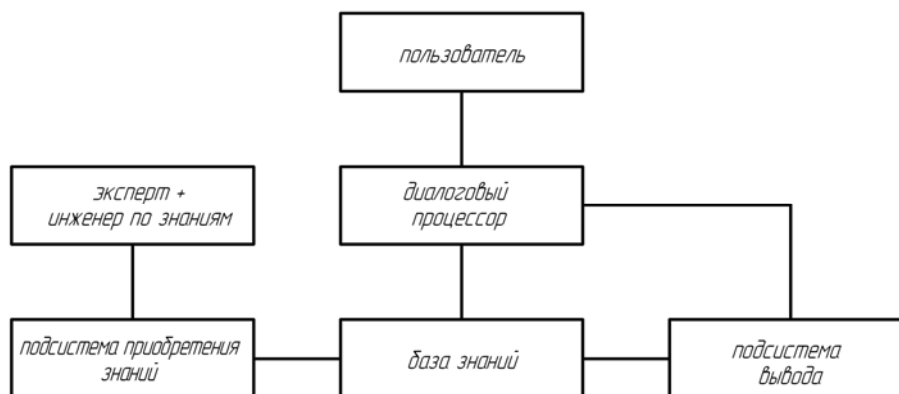


Рис. 1. Структура экспертной системы

Диагностический комплекс состоит из экспертной системы (рис. 1) и устройства для проверки блока ESP.

Во главе структуры находится экспертная группа инженерии знаний, состоящая из экспертов в предметной области и инженеров знаний. В функции этой группы входит заполнение базы знаний, осуществляемое с помощью специализированной диалоговой компоненты Экспертной системы (ЭС) – подсистемы приобретения знаний, которая позволяет частично автоматизировать этот процесс.

– Подсистема приобретения знаний предназначена для добавления в базу знаний новых правил и модификации имеющихся. В ее задачу входит приведение правила к виду, позволяющему подсистеме вывода применять это правило в процессе работы.

– База знаний – наиболее важная компонента экспертной системы, на которой основаны ее «интеллектуальные способности». В отличие от всех остальных компонент ЭС, база знаний – «переменная» часть системы, которая может пополняться и модифицироваться инженерами знаний и опытом использования ЭС между консультациями.

– Подсистема вывода – программная компонента экспертных систем, реализующая процесс ее рассуждений на основе базы знаний и рабочего множества. Она выполняет две функции: во-первых, просмотр существующих фактов из рабочего множества и правил из базы знаний и добавление (по мере возможности) в рабочее множество новых фактов и, во-вторых, определение порядка просмотра и применения правил. Эта подсистема управляет процессом консультации, сохраняет для пользователя информацию о полученных заключениях, и запрашивает у него информацию, когда для

срабатывания очередного правила в рабочем множестве оказывается недостаточно данных.

– Диалоговый процессор – состоит из ряда вопросов с вариантами ответа.

Экспертная система была построена на основе модели «графа – дерева». Блок-схема алгоритма имеет 3 основных разветвления: диагностика ABS, ESP, диагностика тормозной системы. Диагностика начинается с визуального осмотра и анализа поведения автомобиля в ходе дорожных испытаний. В случае, если после этого дефект не выявлен, система запрашивает данные показаний измерительных приборов без разборки. При необходимости дальнейшей диагностики производится снятие показаний измерительных приборов с разборкой узлов и агрегатов и делается окончательное заключение о неисправности. В результате прохождения всего теста идет программный анализ ответов пользователя и в конце тестирования высвечивается результат – искомый дефект.

Разработанная экспертная система предназначена для стандартного поста диагностики. Пост должен быть оснащен следующим оборудованием:

механическое:

- подъемник;
- универсальный набор инструмента;

диагностическое:

- автомобильный осциллограф;
- мультиметр;
- персональный компьютер.

Когда пользователь, в ходе диагностики достиг пункта «Диагностика ABS», экспертная система переходит к алгоритму проверки ABS. Методика тестирования заключается в выявлении дефектов гидравлического блока, электрических цепей, а также датчиков системы. Для этого автомобиль устанавливается на ролико-

вый стенд одним мостом. К выводам на датчики скорости блока управления ABS, а также к датчику скорости автомобиля подключается генератор сигнала колесного датчика. Задается минимальная скорость вращения роликов, достаточная для снятия тормозной характеристики на стенде. Задается значение скорости на генераторе сигналов датчиков, необходимое для работы ABS. После чего, водитель нажимает на педаль тормоза. В это время, генератор сигналов датчиков скорости эмулирует процесс блокировки контролируемых колес. Далее операция повторяется с другой осью. В результате пользователь получает график изменения тормозных усилий, которые сравниваются с графиками для правого и левого колес, а также эталонной кривой, полученной для кондиционной системы. При возникновении различий, система информирует о возможных причинах расхождения и предполагаемых дефектах.

Если в ходе диагностики пользователь доходит до пункта «Диагностика блока ESP»,

экспертная система переходит к программе для проверки блока ESP.

Методика тестирования заключается в выявлении дефектов гидравлического блока и клапанов посредством присоединения разработанного диагностического модуля. Таким образом, дефекты (неисправности) гидравлического блока отделяются от неисправностей ЭБУ. Возможна диагностика как на автомобиле, так и на стенде, на котором возможно проведение детальной диагностики [3–17]. С гидравлического блока снимается крышка с электронным блоком управления и соленоидами клапанов, а на ее место устанавливается диагностическая крышка, через которую с ЭБУ осуществляется управление клапанами и гидронасосом (рис. 2).

После этого программный продукт предоставляет пользователю полученные данные для сравнения с нормативными. Если есть различия, система представляет характеристики основных дефектов блока ESP для уточнения неисправности.



а



б



в

Рис. 2. Диагностический модуль:
а – установленный на блок; б – устройство коммутации сигналов; в – общий вид

Разделение алгоритма диагностики на три части необходима. Система ESP, в отличие от

ABS, имеет гораздо больше контролируемых параметров, датчиков, алгоритм ее диагностики

отличается от алгоритма диагностики ABS, как было описано выше. Многие современные автомобили, в зависимости от комплектации могут иметь на борту ABS, ABS+ESP, а могут и вовсе не иметь электронных помощников. Таким образом, одна и та же модель, будет нуждаться в различных устройствах и методах, необходимых для диагностики. Диагностический комплекс в данном случае универсален. То есть предприятие, обслуживающее автомобили с ABS, может не использовать пакет для более сложной диагностики ESP.

Данный программный продукт предназначен для поста диагностики. В настоящее время, при возникновении затруднений работника сервиса в ходе диагностики, он вынужден обращаться к техническому консультанту. Время диагностики увеличивается т. к. мастеру необходимо объяснить проблему, и если специалист не может с ходу решить сложность, приходится использовать специальную литературу.

При использовании экспертной системы рабочий обращается к базе знаний программного продукта и пошагово диагностирует систему. Также слесарь может использовать пособие по диагностике, встроенное в экспертную систему, где подробно указана методика диагностики, необходимый инструмент и места расположения узлов, агрегатов и разъемов. Это позволит сократить время диагностики.

Разработанная экспертная система позволяет диагностировать помимо систем ABS и ESP, тормозную систему автомобиля, имеет универсальность, увеличивает точность и скорость диагностики, а так же не требует специальных знаний от пользователя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дворянкин, А. М. Искусственный интеллект. Базы знаний и экспертные системы : учеб. пособие / А. М. Дворянкин [и др.]. – Волгоград, 2002. – 140 с.
2. Ревин, А. А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения: монография / А. А. Ревин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2002. – 372 с.
3. 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.
4. Дыгало, В. Г. Технологии испытания систем активной безопасности автотранспортных средств : монография / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин. – М. : Машиностроение, 2012. – 387 с.
5. Дыгало, В. Г. Виртуально-физическая технология моделирования в цикле проектирования автоматизированных

тормозных систем многоцелевых колесных машин / В. Г. Дыгало // Вестник Академии военных наук. – 2011. – № 2 (спецвыпуск). – С. 122–125.

6. Дыгало, В. Г. Виртуально-физическая технология моделирования систем активной безопасности / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Труды Нижегородского гос. техн. ун-та им. Р. Е. Алексеева. – 2011. – № 3. – С. 146–155.

7. Ревин, А. А. Виртуальные испытания в цикле проектирования автоматизированных тормозных систем / А. А. Ревин, В. Г. Дыгало // Наука – производству. – 2005. – № 1. – С. 43–47.

8. Исследование свойств активной безопасности транспортных средств методом имитационного моделирования / А. В. Тумасов, А. М. Грошев, С. Ю. Костин, М. И. Санин, Ю. П. Трусов, В. Г. Дыгало // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. – № 2. – С. 34–37.

9. 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.

10. 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.

11. 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.

12. Стенд для комплексных лабораторных испытаний ЭГТС / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин, А. Сорниотти, М. Веллардокиа // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 3. – С. 34–36.

13. Дыгало, В. Г. Виртуально-физическая технология моделирования в V-цикле при проектировании систем активной безопасности / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 5). – С. 35–38.

14. Дыгало, В. Г. Виртуально-физическая технология моделирования в цикле проектирования автоматизированных тормозных систем / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 8 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2007. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 2). – С. 13–15.

15. Дыгало, В. Г. Разработка алгоритма управления двухпозиционными клапанами для электрогидравлической тормозной системы методами виртуально-физической технологии моделирования / В. Г. Дыгало // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 3). – С. 37–40.

16. Дыгало, В. Г. Разработка устройства имитации сигналов колесных датчиков системы активной безопасности / В. Г. Дыгало // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 5). – С. 32–35.

17. Дыгало, В. Г. Средства виртуальных испытаний автоматизированных тормозных систем / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. статей № 3 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2004. – (Серия «Транспортные наземные системы»; вып. 1). – С. 67–73.

УДК 629.3.01

*М. Г. Радченко, А. А. Ревин, М. В. Полуэктов***ВЛИЯНИЕ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ АБС НА УПРУГИЕ СВОЙСТВА
УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ МАНЖЕТ ГЛАВНОГО ТОРМОЗНОГО
ЦИЛИНДРА АВТОМОБИЛЯ****Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: mr.rmg@mail.ru)

Проведена серия испытаний главных тормозных цилиндров (ГТЦ) автомобилей. Выявлены элементы ГТЦ, лимитирующие его ресурс при работе АБС. Получены упругие характеристики уплотнительных манжет главных тормозных цилиндров. Установлено изменение свойств манжет, вызванное функционированием АБС.

Ключевые слова: автомобиль, автоматизированная тормозная система, испытания, ресурс, главный тормозной цилиндр.

A series of tests of the automobile master brake cylinders (MBC) is carried out. The MBC elements limiting its resource during the work of ABS are revealed. Elastic characteristics of sealing cuffs of the master brake cylinders are received. Change of the sealing cuffs properties that caused by the ABS functioning is established.

Keywords: automobile, automated braking system, tests, resource, master brake cylinder.

Тормозная система автомобиля играет первостепенную роль в обеспечении его активной безопасности, которая существенно повышается за счет применения таких систем как *ABS*, *EBD*, *ESP*, *Brake Assist* и др. При этом главный тормозной цилиндр (ГТЦ) является одним из основных элементов, качество и состояние которого, в конечном итоге, определяет возможность реализации всего потенциала автоматизированных тормозных систем транспортного средства [1, 2].

Результаты аналитического исследования режимов работы ГТЦ автомобилей, оснащенных АБС, а также анализ существующих средств и методов испытаний тормозных цилиндров, подтвердили необходимость проведения экспериментального исследования и создания для этой цели специального стенда [3, 4].

На созданном оригинальном стенде [5, 6] была проведена серия испытаний главных тормозных цилиндров. В соответствии с разработанной методикой испытаний ГТЦ [7], одним из основных оценочных параметров его технического состояния является возможность создания и удержания в необходимом диапазоне давления в гидравлическом тормозном приводе. В ходе проведения испытаний было выявлено, что эффективное функционирование главного тормозного цилиндра, в значительной степени, определяется состоянием его уплотнительных манжет.

Оценка упругих свойств уплотнительных манжет ГТЦ до и после испытаний производилась при помощи испытательной машины *Nano Plug-n-Play*¹, общий вид которой представлен на рис. 1.

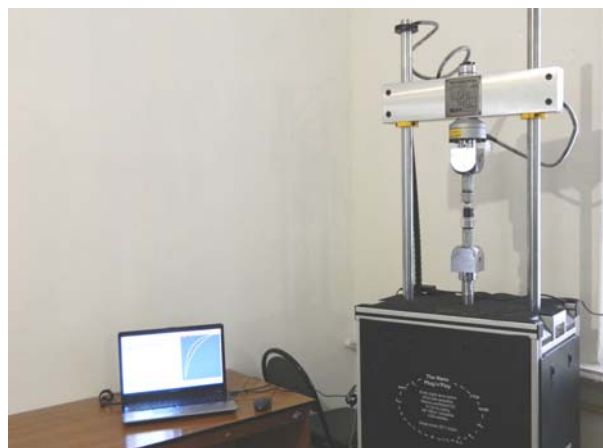


Рис. 1. Общий вид испытательной машины Nano Plug-n-Play

Замеры производились при наличии ограничения (уплотнительная манжета располагалась внутри тормозного цилиндра, давление со стороны испытательной машины на манжету осуществлялось при помощи поршней).

Для проведения экспериментов на данной испытательной машине использовалась программа *Test Builder*, в которой была составлена специальная методика, позволяющая обеспечивать необходимые усилия на поршне и скорости нагружения (рис. 2).

Примеры полученных упругих характеристик уплотнительных манжет главного тормозного цилиндра приведены на рис. 3.

Сравнительный анализ полученных результатов показывает, что величины деформаций новых манжет, манжет, выработавших ресурс на автомобиле без АБС, и манжет после испытаний на лабораторном стенде при одинаковых усилиях различаются. Несмотря на то, что при нагружении характеристики новых манжет и манжет после испытаний со стенда почти совпадают (особенно при малых нагрузках), снятие нагруз-

¹ Авторы выражают благодарность кафедре «Сопротивление материалов» ВолгГТУ за предоставленное испытательное оборудование.

ки происходит для них совершенно по-разному. При этом во всех рассмотренных случаях наблюдалось явление гистерезиса, величина кото-

рого также не остается постоянной для различных манжет. Сопоставление изменения названных параметров представлено в табл. 1, 2.

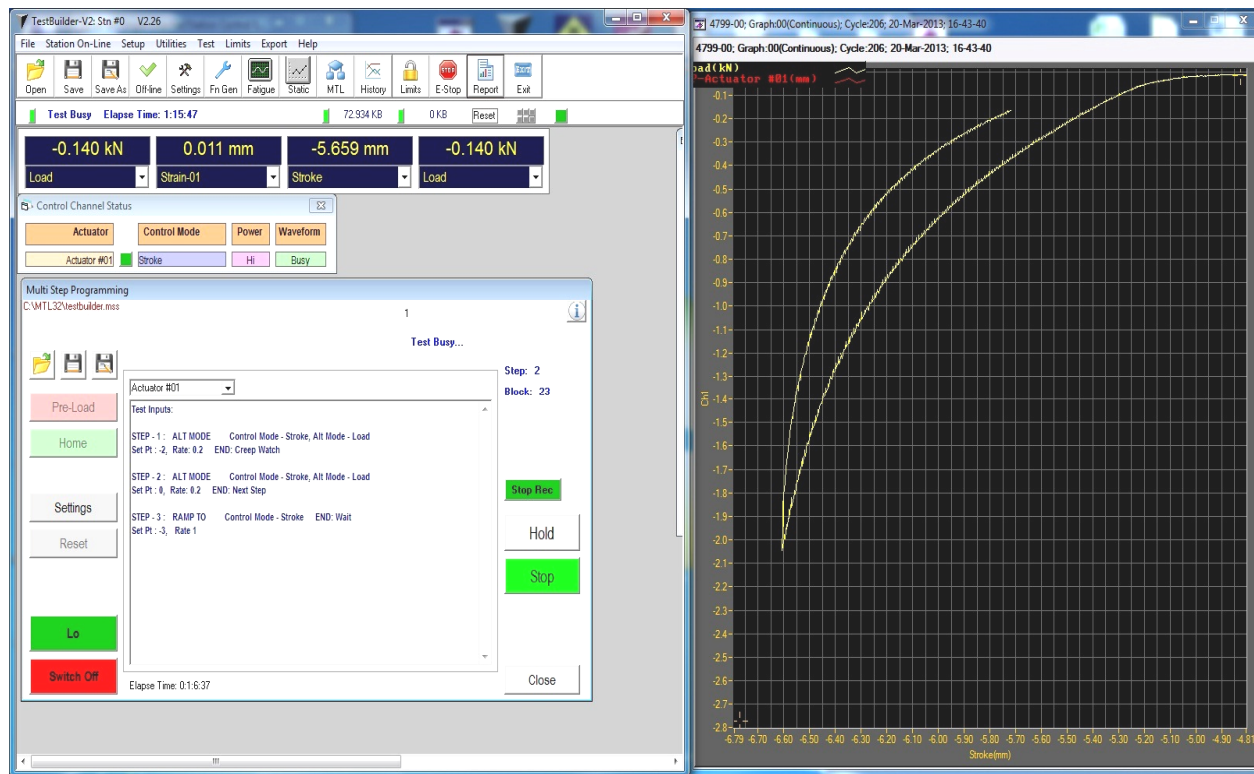
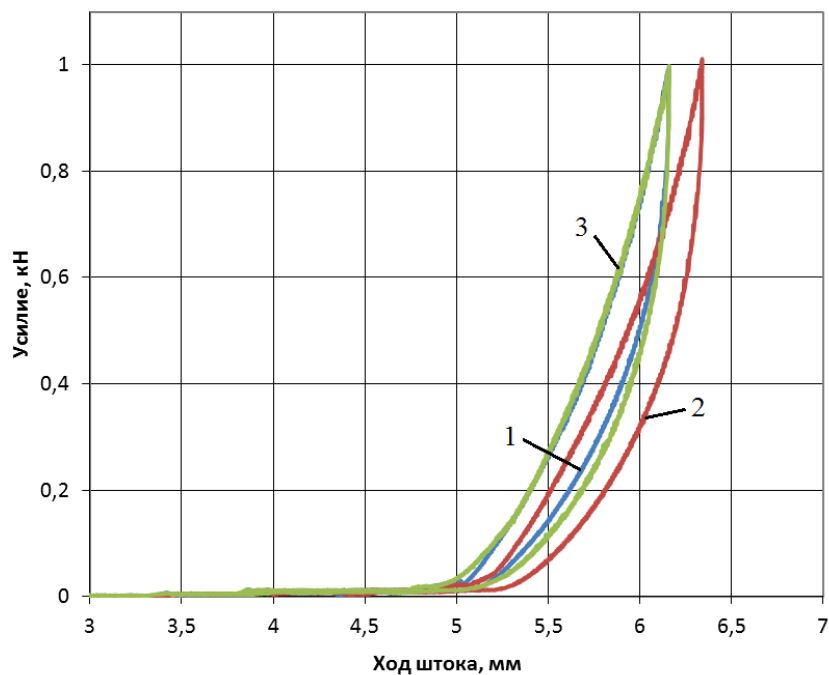


Рис. 2. Программный комплекс для снятия упругих характеристик уплотнительных манжет



1 - новая манжета 2 - изношенная манжета (без АБС) 3 - манжета со стенда

Рис. 3. Упругие характеристики уплотнительных манжет ГТЦ при максимальном усилии на поршне 1 кН

Таблица 1

Анализ деформации уплотнительных манжет

Усилие на поршне, кН	Уплотнительная манжета					
	новая		выработавшая ресурс на автомобиле без АБС		после испытаний на лабораторном стенде	
	деформация, мм	относительная деформация, %	деформация, мм	относительная деформация, %	деформация, мм	относительная деформация, %
0,5	1,97	48,28	1,98	49,50	1,98	49,13
1,0	2,31	56,62	2,39	59,75	2,32	57,57
1,5	2,51	61,52	2,59	64,75	2,56	63,52
2,0	2,65	64,95	2,71	67,75	2,7	67,00
2,2	2,69	65,93	2,75	68,75	2,75	68,24
2,5	2,75	67,40	2,8	70,00	2,79	69,23
2,8	2,8	68,63	2,86	71,50	2,82	69,98

Таблица 2

Анализ величины гистерезиса упругих характеристик манжет

Усилие на поршне, кН	Относительная площадь петли гистерезиса упругой характеристики уплотнительной манжеты, %		
	новой	выработавшей ресурс на автомобиле без АБС	после испытаний на лабораторном стенде
0,5	100	130,4	136,8
1,0	100	126,7	125,6
1,5	100	125,4	125,1
2,0	100	125,9	124,2
2,2	100	130,9	125,6
2,5	100	124,2	114,6
2,8	100	130,6	116,5

Из табл. 1 видно, что величины деформаций новых манжет и манжет после испытаний на лабораторном стенде при одинаковых усилиях на поршне достаточно близки. Для манжет, выработавших ресурс на реальном автомобиле без АБС при тех же условиях испытаний деформация больше.

В отличие от соотношений величин деформации уплотнительных манжет, гистерезис в большей степени проявляется для манжет, выработавших ресурс, как в реальных условиях на автомобилях без АБС, так и на лабораторном стенде. Увеличение прилагаемого к поршню усилия для манжет, снятых с автомобиля, незначительно влияет на гистерезис. Для манжет, прошедших испытание на стенде, изменение более значительно. Максимальный гистерезис характерен для области низких и средних давлений. Как показывает практика, именно этот диапазон соответствует наиболее частому срабатыванию АБС в реальных условиях эксплуатации автомобиля. Следовательно, в результате функционирования антиблокировоч-

ной системы происходят изменения физико-химических свойств материала уплотнительных манжет ГТЦ. Это нарушает быстроедействие главного тормозного цилиндра [8], приводит к внезапному преждевременному выходу из строя и негативно сказывается на корректном воспроизведении алгоритма работы АБС в процессе эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ревин, А. А. АБС и ресурс элементов тормозной системы / А. А. Ревин, М. В. Полуэктов, М. Г. Радченко // Автомобильная промышленность. – 2009. – № 10. – С. 39–40.
2. Полуэктов, М. В. Общая оценка долговечности элементов автоматизированных тормозных систем автомобилей / М. В. Полуэктов, М. Г. Радченко // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 12 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – (Серия «Наземные транспортные системы» ; вып. 4). – С. 113–115.
3. Радченко, М. Г. Brake cylinders resource investigation of an automobile with ABS / М. Г. Радченко, М. В. Полуэктов, А. А. Ревин // XXIX Seminarium Kol Naukowyh «Mechanikow», Warszawa, 22–23 kwietnia 2010 r. : referaty / Wojskowa Akademia Techniczna. – Warszawa, 2010. – S. 425–428. – Англ.

4. Радченко, М. Г. Анализ условий работы тормозных цилиндров и параметров их испытаний / М. Г. Радченко, М. В. Полуэктов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы» ; Вып. 5). – С. 88–90.

5. Пат. 88324 РФ, МПК В 60 Т 17/22. Стенд для испытания деталей гидравлического тормозного привода / М. В. Полуэктов, М. Г. Радченко, А. А. Ревин; ВолгГТУ. – 2009. Заявка 2009123033/22, 16.06.2009, опубликовано 10.11.2009. Бюл. № 31.

6. Пат. 108744 РФ, МПК В 60 Т 17/22. Стенд для испытания деталей гидравлического тормозного привода / М. Г. Радченко, М. В. Полуэктов, А. А. Ревин; ВолгГТУ. –

2011. Заявка 2011122063/11, 31.05.2011, опубликовано 27.09.2011. Бюл. № 27.

7. Радченко, М. Г. Особенности ресурсных испытаний элементов гидравлического тормозного привода автомобилей с АБС / М. Г. Радченко, М. В. Полуэктов, А. А. Ревин // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. / Харьковский нац. автомобильно-дорожный ун-т. – 2011. – Вып. 29. – С. 90–93.

8. Полуэктов, М. В. Оценка работы главного тормозного цилиндра в условиях функционирования АБС / М. В. Полуэктов, М. Г. Радченко // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – (Серия «Наземные транспортные системы» ; вып. 3). – С. 180–182.

А. А. Ревин

КОНЦЕПЦИЯ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ С АБС В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: revin@vstu.ru)

Рассмотрены возможности диагностирования технического состояния тормозной системы автомобиля с АБС в процессе эксплуатации. Представлена концепция совместного использования бортовых средств и стендов для диагностирования.

Ключевые слова: автомобиль, антиблокировочная система (АБС), диагностика, стенд.

Possibilities of diagnosing a technical condition of brake system of the car with ABS while in service are considered. The concept of sharing of onboard means and stands for diagnosing is presented.

Keywords: the car, antiblocking system (ABS), diagnostics, the stand.

Активная безопасность автомобиля определяется не только его технической оснащённостью, но и исправностью технического состояния ее элементов в процессе эксплуатации. При этом очевидно, что от эффективной работы тормозной системы автомобиля зависит многое. Оснащение автомобилей антиблокировочными системами (АБС) превысило 80 % для выпускаемых в Европе легковых автомобилей. Однако, с представлениями о контроле технического состояния тормозной системы автомобиля с АБС еще многое неясно. Попытаемся разобраться в существующей проблеме.

Прежде всего – это отсутствие традиционных для водителя признаков исправности тормозной системы. При торможении юзом этими признаками часто являются следы, оставляемые на поверхности асфальта заторможенными колесами, которые свидетельствуют, во-первых, об эффективности функционирования тормозного привода (тормозной момент на колесах превысил (или нет) максимально возможный в данных условиях тормозной момент по сцеплению). Величина последнего находится по известной зависимости

$$M_{\max} = R_z \varphi_{\max} r_d, \quad (1)$$

где R_z – нормальная нагрузка на колесе; r_d – динамический радиус колеса; $\varphi_{\max}$ – максимальная величина коэффициента сцепления при оптимальном проскальзывании.

Во-вторых, по оставленным следам юза косвенно можно судить о неравномерности действия тормозных механизмов (н.д.т.м.). Существенное расхождение следов является побудительным мотивом для ТО тормозов или направления автомобиля на стендовую диагностику.

При наличии АБС в тормозной системе автомобиля отсутствие следов юза на поверхности дороги расценивается двояко. Это может свидетельствовать об эффективной работе АБС или о недостаточной эффективности функционирования элементов тормозного привода и его неспособности в принципе обеспечить величину максимального момента по сцеплению, что способствует затормаживанию колеса в докритической по проскальзыванию области $\varphi(S)$ -диаграммы.

Но и в первом случае не все так однозначно. Дело в том, что при функционировании АБС оценить степень использования максимального коэффициента сцепления и его соответствие требованиям нормативов водителю по своим

ощущениям практически не представляется возможным.

Известно, что контроль технического состояния при эксплуатации автомобиля проводится периодически при очередном ТО через определенный пробег или раз в год. Вместе с тем, отказ элементов тормозной системы автомобиля и особенно АБС влечет за собой тяжелые последствия. Так, по данным дорожной полиции стран Европы внезапный отказ АБС вызывал более тяжелые последствия ДТП, чем при торможении юзом.

Производители АБС оснащают системой самоконтроля, которая осуществляет проверку исправности электрических цепей и уровня сигнала. Так, обрыв цепи питания модулятора или датчика немедленно приведет к отключению АБС и подаче предупреждающего сигнала водителю. При этом очевидно, что данная система не исчерпывает возможные неисправности ее элементов. Помимо вышеперечисленных можно добавить, например, такие как изменение сечения каналов модулятора вследствие их засорения, задержка при срабатывании клапанов, угловая податливость статора датчика АБС, ослабление стягивающих тормозные колодки пружин и т. п. При этом система самодиагностики АБС сигнала о неисправности не подает.

Сказанное выше диктует острую необходимость совершенствования бортовых средств диагностики технического состояния элементов тормозной системы, способных в межконтрольный период эксплуатации получить, хотя бы в первом приближении, объективную информацию для водителя о состоянии тормозной системы в целом и качестве осуществляемого рабочего процесса. На данном этапе диагностирование должно осуществляться в первую очередь по параметрам эффективности и давать общую «интегральную» оценку, тем самым, восполняя для водителя отсутствие объективных визуальных критериев следов юза. Следовательно, в основу таких бортовых средств диагностики должна быть положена тормозная динамичность на базе реализованного замедления.

Дальнейшее развитие средств бортовой диагностики просматривается в создании интеллектуальных систем, построенных на основе разработанных структурно-следственных схем. На рисунке представлен пример структурно-следственной схемы, разработанный для пневматического привода тормозов с АБС. Такой подход позволит выйти на коды предполагаемых неисправностей или отказа элементов системы. Вместе с тем, необходимо помнить, что в реальных условиях эксплуатации процесс тор-



Структурно-следственная схема для диагностирования элементов АБС автомобиля с пневматической тормозной системой

можения протекает при существенной вариации характеристик внешних условий, в частности, флуктуации коэффициента сцепления как в продольном, так и в поперечном направлениях, что не может не сказаться на точности диагноза.

Последнее обстоятельство обуславливает необходимость проведения контроля технического состояния элементов тормозной системы при фиксированных и воспроизводимых внешних условиях, что достигается при стендовой диагностике.

Существующие стенды, на которых возможно диагностирование автомобиля с АБС можно разделить на две большие группы: роликовые силовые и барабанные инерционные. Стенды площадочного типа опускаем из рассмотрения из-за необходимости обеспечения сравнительно высоких скоростей движения. В стендах первой группы обеспечивается максимально возможное сцепление шины с поверхностью ролика за счет нанесения на нее продольного рифления. Основной задачей при этом является проверка эффективности функционирования тормозных механизмов и системы в целом на основе оценки реализованных тормозных моментов.

Поэтому проверка тормозной системы автомобиля с АБС на таких стендах возможна лишь при введении дополнительных устройств (часто управляемых от ЭВМ), позволяющих обеспечить изменение проскальзывания колеса относительно ролика или последнего относительно привода.

При оценке качества функционирования АБС в лабораторных условиях важным обстоятельством является максимально возможное воссоздание реальных условий взаимодействия шины с поверхностью дороги. Последнее достигается, с одной стороны, путем адекватного реальному процессу распределения нормальных нагрузок в пятне контакта и, с другой – воссоздание коэффициента сцепления. Первое условие обуславливает как минимум полторократное соотношение диаметров бегового барабана и колеса автомобиля, а второе – введение системы очистки барабана в пятне контакта от продуктов износа шин (например с помощью внесения в пятно контакта порошка каолина, как это реализовано на стенде для испытания износа шин на Волжском шинном заводе), а также внесения жидкости для имитации мокрой поверхности на цементных секторах барабана и т. п.

Все сказанное выше существенно усложняет конструкцию и увеличивает габариты стен-

да, переводя его в разряд исследовательских, что исключает массовое применение на СТОА и в АТП.

Получивший широкое распространение роликовый силовой тормозной стенд имеет ролики с нанесенным для обеспечения максимального сцепления с шиной продольным рифлением. Практически это исключает возможность близкого к реальному какого-либо воспроизведения дорожных условий сцепления шины. Однако в силовом стенде эта необходимость не требуется, поскольку основной задачей является оценка максимально возможной реализации тормозных моментов на колесах, а также различия тормозных сил на предмет их соответствия допустимым по требованию нормативов значениям. В связи с относительной компактностью и сравнительно низкой стоимостью данный тип стендов получил наибольшее распространение на СТОА и в АТП.

На первый взгляд подобная конструкция не позволяет осуществлять диагностирование тормозной системы автомобиля с АБС. Однако, выходом из сложившейся ситуации может явиться диагностирование с применением специального задатчика режимов, который имитирует сигналы датчика угловой скорости колеса или команд, подаваемых логическим блоком на модулятор АБС. При имитации сигналов датчика угловой скорости колеса на вход логического блока АБС подается синусоидальный сигнал переменной частоты с генератора. При определенном значении частоты логический блок АБС должен формировать сигнал управления на модулятор для растормаживания колеса, что отражается на осциллограмме стенда.

При проверке модулятора на его входы (соленоиды) подается тестовый управляющий сигнал «затормаживание – отсечка – растормаживание – отсечка», что отразится на величине реализованного тормозного момента. Как в первом, так и во втором случаях при полностью обжатой водителем педали тормоза и вращающихся роликах стенда на полученной осциллограмме можно проследить величину запаздывания срабатывания клапанов и темпы изменения тормозных моментов при затормаживании и растормаживании.

Из сказанного выше можно сделать следующие выводы:

– с учетом особенностей функционирования тормозной системы автомобиля с АБС диагностирование должно производиться комплексно:

как средствами бортовой диагностики в межконтрольный период, так и на снабженных датчиком режимов силовых роликовых стендах при ГТО;

– применение АБС требует дальнейшее развитие бортовых средств диагностирования на основе разработки новых методов диагностирования с использованием многоуровневых структурно-следственных схем, в первую очередь по параметрам эффективности;

– углубленную поэлементную диагностику целесообразно проводить в стендовых условиях, с максимально возможным исключением влияющих на процесс случайных факторов. Для широкого внедрения процесса диагностирования в практику ТО автомобилей с АБС целесообразно использовать широко распространенное апробированное стендовое оборудование отечественного производства со сравнительно небольшой стоимостью и габаритными размерами, например, силовые роликовые

стенды ГАРО, при соответствующей их доработке [2].

– доработку силовых роликовых стендов целесообразно вести в направлении создания специальных датчиков режимов, позволяющих при использовании стандартного оборудования стенда оценить время запаздывания срабатывания модулятора, темпы изменения тормозных моментов, пороги настройки логического блока АБС и т. п.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ревин, А. А. Диагностирование пневматической тормозной системы автомобиля с АБС по параметрам рабочего процесса / А. А. Ревин, В. В. Котов, В. В. Еронтаев // Известия вузов. – Машиностроение. – 2007. – № 7. – С. 26–31.

2. Ревин, А. А. Методология контроля технического состояния тормозной системы автомобиля с АБС / А. А. Ревин, И. С. Жуков // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2(89) / ВолгГТУ. – Волгоград, 212. – (Серия «Наземные транспортные системы» ; вып. 5). – С. 90–93.

Е. И. Тескер, В. Ю. Тараненко

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН ОТКАЗОВ И РАЗРАБОТКА КРИТЕРИЕВ ОЦЕНКИ
ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
ТРАНСМИССИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Волгоградский государственный технический университет

(agromash-vlg@rambler.ru)

Представлены результаты комплексных исследований, на базе которых разработана методология определения научно обоснованных критериев оценки предельных состояний высоконагруженных поверхностно-упрочненных зубчатых передач трансмиссий и приводов, основанная на результатах теоретических и экспериментальных исследований их несущей способности.

Ключевые слова: исследования, зубчатые передачи, выкрашивание, повреждения зубьев.

The results of comprehensive research on the basis of which the methodology of determining the scientific criteria for the ultimate state of highly surface-hardened gear transmissions and drive, based on the results of theoretical and experimental studies of their carrying capacity.

Keywords: study, gears, spalling, damage teeth.

Общими характеристиками состояния активной поверхности (рис. 1) зуба шестерни (колеса) являются:

- степень выкрашивания G_s (%) т. е. отношение суммарной площади ямок выкрашивания, расположенных в пределах рассматриваемого участка активной поверхности зуба, к его номинальной площади;

- степень выкрашивания по глубине G_h т. е. отношение максимальной глубины ямки выкрашивания к ширине площадки контакта, определяемой при максимальном контактном напряжении;

- степень искажения профиля G_f отношение наибольшей погрешности профиля по эвольвенте, определяемой при измерении циклической погрешности $f_{z\text{z}or}$ к номинальной длине эвольвенты активной поверхности;

- степень распространения выкрашивания S , т. е. отношение максимальной длины повреждения к номинальной длине участка (для оценки развития выкрашивания по высоте профиля – G_H и вдоль линии зуба – G_b);

- динамика выкрашивания, определяемая как разность характеристик степени выкрашивания, отнесенная к разности соответствующих

значений числа циклов перемены контактных напряжений.

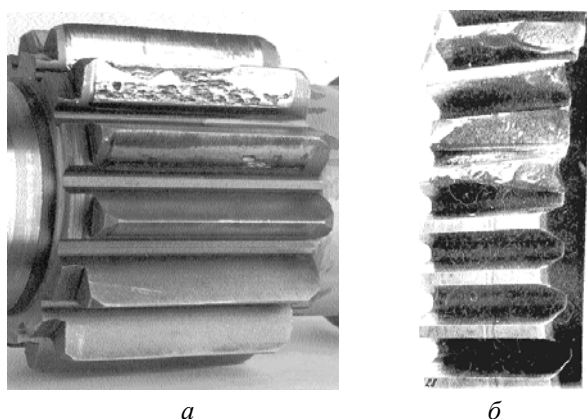


Рис. 1. Повреждения высоконагруженных зубчатых колес при эксплуатации:
а – питтинг и разрушение поверхности зубьев; б – усталостный излом зубьев

Периоды развития выкрашивания (рис. 2) характеризуются следующими процессами:

- зарождение и развитие усталостных трещин ($0 < N_H < N_{HS0}$);
- начальное приработочное выкрашивание ($K_{S1} > 0$), в течение которого появляются первые отдельные очаги повреждения ($N_{HS0} < N_H < N_{HS1}$);
- интенсивное приработочное выкрашивание ($K_{S2} > K_{S1}$), в течение которого скорость изменения степени выкрашивания резко возрастает ($N_{HS1} < N_H < N_{HS2}$);
- установившееся прогрессирующее выкрашивание ($K_{S3} < K_{S2}$), в течение которого наблюдается устойчивый рост степени выкрашивания с небольшой динамикой развития разрушений ($N_{HS2} < N_H < N_{HS3}$);
- прогрессирующее выкрашивание ($N_H > N_{HS3}$), в течение которого происходит рост степени выкрашивания с большой динамикой развития разрушений ($K_{S4} > K_{S3}$).

На отдельных участках активной поверхности может наблюдаться непрогрессирующее выкрашивание ($N_{HS2} < N_H < N_{HS3}$), при котором степень выкрашивания постоянна или уменьшается (штриховая линия на рис. 2 – $K_{S3} < 0$).

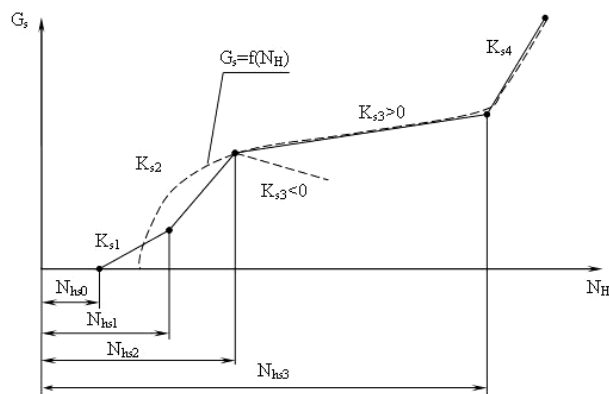


Рис. 2. Зависимость степени выкрашивания от числа циклов нагружения:

K_S – коэффициент интенсивности развития выкрашивания; N_H – среднее значение числа циклов перемены напряжений; N_{HS0} , N_{HS1} , N_{HS2} , N_{HS3} – число циклов, соответствующих различным стадиям выкрашивания

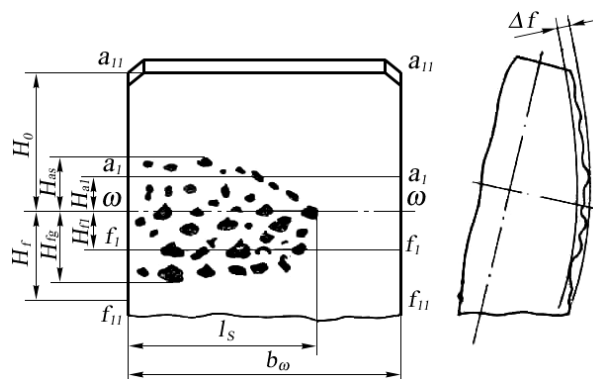


Рис. 3. Схема повреждения зубьев

Все характеристики состояния участков активных поверхностей зубьев, приведенные в табл. 1, определяются по схеме, приведенной на рис. 3. Расчетные формулы для вычисления характеристик и указания по их применению приведены в табл. 2.

Таблица 1

Параметры и характеристики состояния поверхностей зубьев при эксплуатации

Обозначения	Наименования параметров
A_a	Номинальная площадь активной поверхности головки зуба, мм ²
A_f	Номинальная площадь активной поверхности ножки зуба, мм ²
A_{ph}	Номинальная площадь активной поверхности зуба, мм ²
b_n	Полуширина площадки контакта, мм
G_{Gb}	Постоянная наклонного участка кривой контактной усталости, полученной по степени выкрашивания наиболее нагруженного участка площадки контакта
G_G	Постоянная наклонного участка кривой контактной усталости, полученной по степени выкрашивания зуба

Окончание табл. 1

Обозначения	Наименования параметров
G_{Gbl}	Постоянная наклонного участка кривой контактной усталости, полученной при условной степени выкрашивания наиболее нагруженной площадки контакта G_{sb} -1
G_H	Постоянная наклонного участка кривой контактной усталости материала
d_x	Диаметр характерных ямок выкрашивания, мм
D_N	Дисперсия числа циклов перемены напряжений
D_S	Дисперсия степени выкрашивания элементарных участков активной поверхности зуба
$I_{z\sigma\sigma}$	Наибольшая погрешность профиля, определяемая при измерении циклической погрешности, мкм

Таблица 2

Характеристики повреждения зубьев и расчетные формулы для их определения

Наименование характеристик	Расчетные формулы	Указания по применению
Степень повреждения площадки контакта зубьев (S_1 , S_2 – площади выкрашивания площадки контакта шестерни и колеса соответственно, мм ² ; l – длина контактной линии, мм)	$G_{sb} = \frac{\sqrt{S_1^2 + S_2^2}}{2b_H l}$	В качестве критерия работоспособности пары зубчатых колес
Степень повреждения участка активной поверхности зуба шестерни или колеса, ограниченного линиями зуба: $f_{11} - f_1$ на ножке (S_f – площадь выкрашивания участка активной поверхности ножки зуба): $f_1 - \omega$ $f_{11} - \omega$	$G_{s_{f11}} = \frac{S_{f11}}{A_{f11}}$ $G_{s_{f1}} = \frac{S_{f1}}{A_{f1}}$ $G_{s_f} = \frac{S_f}{A_f}$	Для оценки состояния активных поверхностей зубьев передачи при эксплуатации и лабораторных исследованиях косозубых и шевронных передач то же для прямозубых передач то же
Степень повреждения наиболее площадки контакта	$G_{sx} = \frac{d_x}{l} \cdot n_x$	В качестве критерия работоспособности пары зубчатых колес
Степень выкрашивания	$G_{sh} = \frac{h}{2b_{11\max}}$	В качестве критерия для выбраковки зубчатых колес, подвергнутых цементации или азотированию
Степень распространения повреждений: вдоль площадки контакта на ножке зуба шестерни или колеса на головке зуба шестерни или колеса	$G_l = \frac{l_s}{l}$ $G_{Hf} = \frac{H_{sf}}{H_f}$ $G_{Ha} = \frac{H_{sa}}{H_a}$	Для оценки влияния качества изготовления и сборки передач и выбраковки зубчатых колес при эксплуатации и лабораторных исследованиях. В расчетных формулах для определения допустимых значений характеристик степени повреждения и прогнозирования остаточного ресурса
Степень искажения профиля зуба шестерни или колеса	$G_F = \frac{Df}{H_{ph}}$	Для выбраковки зубчатых колес при эксплуатации и лабораторных исследованиях

Прогрессирующее выкрашивание характеризуется непрерывным увеличением степени повреждения активных поверхностей, уменьшением фактической длины контактных площадок и значительным увеличением нагрузки на сохранившиеся участки поверхности. Поэтому такое выкрашивание является недопустимым.

Для реальных зубчатых передач недопустимое повреждение определяется как повреждение активных поверхностей, при котором предельное состояние достигается в межремонтный период между двумя регламентными осмотрами.

Критериями работоспособного состояния зубчатого колеса является ограниченное вы-

крашивание участка рабочей поверхности зуба, относительной площадью не более 20 %, при условии, что максимальный размер единичного повреждения ограничен неравенствами (1 и 2):

$$h_{\max} \leq h_T; \quad \varepsilon_{\max} \leq \varepsilon_T; \quad \delta_{\max} \leq \delta_T, \quad (1)$$

где рекомендуемые значения h_T , ε_T и δ_T выбираются в зависимости от модуля зуба m ; $h_{\max}$ – ширина зоны выкрашивания; $\varepsilon_{\max}$, $\delta_{\max}$ – максимальные размеры единичных ямок выкрашивания.

$$A = \frac{S}{h_T \cdot l}, \quad (2)$$

где S – суммарная площадь выкрашивания; l – длина зуба.

Предельное состояние активных поверхностей зубьев при выбраковке зубчатых колес трансмиссий рекомендуется устанавливать по следующим критериям:

а) допустимой степени распространения выкрашивания вдоль линии зуба и допустимой степени выкрашивания наиболее разрушенной площадки контакта (для высоконагруженных передач);

б) допустимой степени искажения профиля зуба для передач повышенной точности, к которым предъявляются особые требования в отношении шума, отсутствия динамических нагрузок, циклической и кинематической погрешностей;

в) предельной степени выкрашивания или предельной глубине выкрашивания наиболее разрушенной площадки контакта (для тихоходных передач).

Допустимая степень выкрашивания наиболее поврежденной площадки контакта чаще всего определяется из опыта эксплуатации. При расчетах допустимой степени выкрашивания предполагается, что в результате выкрашивания контактные напряжения в центре площадки контакта достигают предела контактной выносливости (σ_{Hlimb}), соответствующего базовому числу циклов перемены напряжений. Расчетная зависимость имеет вид (3):

$$G_{spb} = 1 - K_{Lu} \left(\frac{\sigma_{Hp}}{\sigma_{Hlimb}} \right)^2. \quad (3)$$

где σ_{Hp} – допускаемое контактное напряжение; K_{Lu} – коэффициент концентрации напряжений.

Предельная степень выкрашивания наиболее разрушенной площадки контакта также определяется из опыта эксплуатации и ограничи-

вается величиной, определяемой по формуле (4) и соответствующей такому случаю, когда максимальные контактные напряжения в центре площадки контакта изношенного и разрушенного зуба достигают предельного контактного напряжения σ_{Hrmax}

$$G_{spb} = 1 - K_{Lu} \left(\frac{\sigma_{Hp}}{\sigma_{Hrmax}} \right)^2. \quad (4)$$

Допустимая степень распространения выкрашивания вдоль линии зуба G_b определяется из опыта эксплуатации передач. При отсутствии экспериментальных данных рекомендуется допустимую степень выкрашивания вдоль линии зуба ограничивать средней величиной пятна контакта по длине зуба. Для степеней точности по нормам контакта 6, 7, 8, 9, 10 значения G_b назначаются соответственно 0,7; 0,6; 0,5; 0,4; 0,3. Критериями оценки являются величина S , равная отношению площади разрушения зуба с наибольшими повреждениями к площади поверхности ножки зуба (выкрашивания на головках зубьев не наблюдалось), а также наибольшая глубина h_n ямок выкрашивания. При снижении рабочих напряжений или повышении физико-механических свойств материала глубина залегания зоны с минимальным запасом циклической прочности либо уменьшалась, либо там обеспечивался требуемый запас прочности. В этом случае наблюдаются только поверхностные разрушения с глубиной ямок питтинга 0,05–0,1 мм, что характеризуется малым углом наклона динамик выкрашивания к оси t (время испытаний).

Таким образом, при прогнозировании ресурса и оценке работоспособности зубчатых колес по результатам стендовых испытаний, а также в условиях эксплуатации, необходимо прежде всего установить вид контактного повреждения зубьев. Возникновение даже единичного выкрашивания свидетельствует о недостаточной способности упрочненного слоя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Айрапетов, Э. П. Состояние и перспективы развития методов расчета нагруженности и прочности передач зацеплением: методические материалы / Э. П. Айрапетов. – Ижевск: ИжГТУ, 2000. – 116 с.
2. Трубин, Г. К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес / Г. К. Трубин. – М.: Машгиз, 1962. – 400 с.
3. Петрусевиц, А. И. Контактная прочность деталей машин / А. И. Петрусевиц. – М.: Машиностроение, 1969. – 64 с.