ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
науки и технологий РФ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

№ 12 • декабрь • 2018

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.242

ТЕНДЕНЦИИ ИЗМЕНЕНИЙ УТИЛИЗАЦИОННОГО СБОРА

Канд. экон. наук **ЧИРИКАНОВА Е.А.**
МАДИ (499.155-07-90)

Рассматриваются проблемы, связанные с изменением утилизационного сбора в 2018 году, и его влияние на стоимость автотранспортных средств в условиях нестабильной экономической ситуации. Анализируются изменения коэффициентов, применяющихся для расчёта утилизационного сбора, перечень транспортных средств, в отношении которых применяется утилизационный сбор. Рассматриваются категории транспортных средств, на которые произошло наибольшее повышение. Проанализирована ситуация, сложившаяся с изменением утилизационного сбора в последние годы в Российской Федерации. Повышение в наибольшей степени величины утилизационного взноса произошло в сегменте транспортных средств, пользующегося наибольшим спросом. Поэтому, несмотря на то, что нововведением является выделение в отдельную группу транспортных средств, произведённых в 2017 году, и применение по ним коэффициентов 2017 года, можно сделать вывод, что изменение величины утилизационного сбора отрицательно отразится на объёмах продаж транспортных средств в 2018 году, так как напрямую влияет на стоимость.

Ключевые слова: *утилизационный сбор, автотранспортные средства, спрос, производитель, экономика, тенденции.*

Chirikanova E.A.

TRENDS OF UTILIZATION CHANGES

The article deals with the problems associated with changing the collection fee in 2018 and its impact on the cost of vehicles in an unstable economic situation. The changes in the coefficients used to calculate the utilization charge, the list of vehicles for which the utilization charge is applied, are analyzed. The categories of vehicles for which the greatest increase occurred are considered. The situation that has evolved with the change in the utilization charge in recent years in the Russian Federation has been analyzed. The increase in the largest extent of the utilization account occurred in the segment of vehicles of the most demanded. Therefore, despite the fact that the innovation is the allocation of a separate group of vehicles produced in 2017 and the application of the 2017 coefficients on them, it can be concluded that the change in the amount of the utilization charge will negatively affect the sales of vehicles in 2018 year, because it directly affects the cost.

Keywords: *recycling collection, vehicles, demand, producer, economy, trends.*

Утилизационный сбор, как известно, был введён в России 2012 г. и призван способствовать обновлению автомобильного парка преимущественно силами отечественного производителя. Однако наблюдавшееся в период 2014—2017 гг. снижение объёмов продаж автотранспортных средств привело к увеличению возраста парка как легковых, так и грузовых автомобилей. В 2018 г. наблюдается некоторый рост объёмов продаж на российском автомобильном рынке, и тем не менее использование таких механизмов регулирования, как дополнительные налоги и сборы, или повышение существующих, в условиях сложившейся сложной экономической ситуации вызывает обоснованные сомнения.

Согласно постановлению от 28 июля 2012 г. № 128-ФЗ "О внесении изменений в Федеральный закон "Об отходах производства и потребления" и статью 51 Бюджетного кодекса Российской Федерации" с 01.09.2012 г. для всех автотранспортных средств (ввезённых или произведённых после 01.09.2012 г.) введена уплата утилизационного сбора, который зависит не только от вида транспортного средства, срока его эксплуатации, но и от объёма двигателя. В соответствии с законом лицами, которые обязаны оплачивать утилизационный сбор, являются: осуществляющие ввоз транспортных средств в Россию; осуществляющие производство транспортных средств на территории России; лица, которые приобрели транспортные средства на территории России у лиц, не уплачивающих утилизационный сбор или не уплативших его. В последствии в 2016 году были внесены поправки в Федеральный закон "Об отходах производства и потребления", внесённые Федеральным законом № 392-ФЗ от 29.12.2015, в соответствии с которыми утилизационный сбор уплачивается не только за каждое колёсное транспортное средство (шасси), но и за каждую самоходную машину, каждый прицеп к ним, при этом перечень транспортных средств значительно расширился, в него включили такие позиции, как: автогрейдеры; бульдозеры; экскаваторы; перегружатели колёсные; катки дорожные; погрузчик; краны

самоходные, за исключением кранов на базе шасси колёсных транспортных средств; трубоукладчики; прицепы; машины для содержания дорог, за исключением машин для содержания дорог, созданных на базе шасси колёсных транспортных средств; машины и оборудование для лесного хозяйства; мотовездеходы, квадроциклы, снегоболотоходы; снегоходы; тракторы сельскохозяйственные колёсные; тракторы сельскохозяйственные гусеничные; комбайны кормоуборочные; машины сельскохозяйственные самоходные.

При этом произошло изменение не только перечня транспортных средств, но и коэффициентов для расчёта утилизационного сбора. По официально утверждённой методике, коэффициент расчёта размера утилизационного сбора зависит от массы транспортного средства или объёма двигателя, а также от того, является ли техника новой или с даты её производства прошло более 3-х лет. Постановление Правительства РФ от 06.02.2016 г. № 81 утвердило величину утилизационного сбора и правила взимания в отношении самоходных транспортных средств, которыми пополнился перечень с 2016 года. Внесённые изменения должны были снизить импорт самоходной техники, как новой, так и подержанной, и поддержать отечественных производителей аналогичных транспортных средств. Установленный в 2012 году базовый тариф для расчёта утилизационного сбора в этой категории не изменился и остался на уровне 150 000 руб.

Уплата утилизационного сбора на импортируемые транспортные средства производится при пересечении границы, о чём ставится отметка в паспорте транспортного средства. В случае если транспортное средство произведено на территории России, утилизационный сбор уплачивается производителем. С 01.01.2014 г. производитель в соответствии с законом № 278-ФЗ от 21.10.2013 "О внесении изменения в статью 24.1 Федерального закона "Об отходах производства и потребления" должен оплатить сумму сбора и проставить отметку о его уплате в паспорте транспортного средства, до этого времени у него был выбор: оплатить сбор или дать гарантии о последующей утилизации транспортного средства, но этот выбор ставил его в более приоритетные условия перед другими участниками ВТО и он был отменён. Без отметки об оплате утилизационного сбора органы регистрации транспортных средств не ставят его на учёт.

Базовая ставка утилизационного сбора на легковые автомобили, установленная в 2012 году, не изменилась до настоящего времени и составляет 20 тыс. рублей, на остальные транспортные средства — 150 тыс. руб. В зависимости от объёма двигателя или массы транспортного средства производится её корректировка с помощью соответствующих коэффициентов. В 2016 г. изменение коэффициентов для расчёта утилизационного сбора произошло по Постановлению № 1350 от 11.12.2015 г. "О внесении изменений в Постановление Правительства РФ от 26.12.2013 г. № 1291". Для большинства категорий новых транспортных средств они увеличились на 65 %. В 2018 году утилизационный сбор изменился с 01.04.2018 г. согласно Постановлению от 19.03.2018 № 300 "О внесении изменений в перечень видов и категорий колёсных транспортных средств (шасси) и прицепов к ним, в отношении которых уплачивается утилизационный сбор, а также размеров утилизационного сбора". Основные аспекты введённых изменений это: повышение коэффициентов; изменение перечня транспортных средств, в отношении которых взимается сбор; введение коэффициентов для транспортных средств 2017 года выпуска.

Рассмотрим изменение коэффициентов для расчёта утилизационного сбора на новые транспортные средства (см. таблицу). Как видим, увеличение коэффициентов произошло во всех категориях транспортных средств, для большинства групп оно не превысило 16 %, при этом необходимо отметить, что для транспортных средств всех категорий, которые были выпущены в 2017 году, коэффициенты остались на уровне 2017 года, это правило действует для них до 31 декабря 2018 г. Важно отметить, что значительное повышение коэффициентов произошло в группе автомобилей, пользующихся наибольшим спросом. Это легковые автотранспортные средства с двигателями рабочим объёмом от 1000 до 2000 $см^3$ (+90 %) и от 2000 до 3000 $см^3$ (+49,3 %). В денежном выражении для этих категорий транспортных средств рост составил 39,8 тыс. руб. (сейчас — 84 тыс. руб.) для категории до 2000 $см^3$ и 41,6 тыс. руб. (сейчас — 126 тыс. руб.). На 51,5 % увеличились коэффициенты в категории коммерческих грузовых и пассажирских транспортных средств с полной массой от 2,5 т, но не более 3,5 т, а учитывая, что базовая ставка в этой категории транспортных средств составляет 150 тыс. руб., то в денежном выражении утилизационный сбор будет составлять 300 тыс. руб., а для транспортных средств 2017 г. выпуска — 198 тыс. руб.

По данным аналитического агентства "Автостат" в 2017 году было реализовано автомобилей на 1,4757 млн руб., что на 12,3 % больше по сравнению с 2016 годом. Впервые за последние пять лет наблюдается положительная динамика. Наибольшую долю — 40,1 % — в объёме продаж легковых автомобилей составили автомобили в ценовой категории от 600 тыс. руб. до 1 млн руб., а 39,8 % составили автомобили категории В. Сопоставив величину утилизационного сбора со стоимостью автотранспортных средств, мы увидим, что доля утилизационного сбора в стоимости автотранспортного средства находится в диапазоне от 20 до 33 %, что оказывает прямое влияние на конечную цену и покупательский спрос. Учитывая прямое влияние величины утилизационного сбора на стоимость транспортных средств, можно сказать, что производителю придётся значительно повысить стоимость на транспортные средства, произведённые в 2018 году.

Утилизационный сбор в настоящее время выполняет функцию таможенных пошлин, которые ограничивают ввоз на территорию Таможенного союза автотранспортных средств со значительным сроком эксплуатации. Несмотря на то, что оплачивается утилизационный сбор в равной степени, как при ввозе, так и при производстве транспортных средств на территории России, для производителей, работающих здесь в рамках государственных программ "Автомобильная промышленность" и "Развитие промышлен-

Автотранспортные средства	Коэффициент для АТС со сроком эксплуатации до 3-х лет			Коэффициент для АТС 2017 года выпуска (действует до 31.12.18)
	Действующий до 01.04.2018 г.	Действующий с 01.04.2018 г.	Прирост, %	
Категории М1(легковые), в том числе повышенной проходимости (G), специальные и специализированные (базовая ставка — 20 000 руб.)				
Ввозимые физическими лицами для личного пользования (независимо от рабочего объёма двигателя)	0,17	0,17	0	0,17
С электродвигателями (кроме гибридных)	1,42	1,63	+14,8	1,42
С двигателями рабочим объёмом, $см^3$: не более 1000	1,42	1,65	+16,2	1,42
от 1000 до 2000	2,21	4,2	+90,0	2,21
от 2001 до 3000	4,22	6,3	+49,3	4,22
от 3001 до 3500	5,73	5,73	0	5,73
более 3500	9,08	9,08	0	9,08
Категорий N1, N2, N3 (коммерческие грузовые и пассажирские), в том числе повышенной проходимости (G) и специализированные (базовая ставка 150 000 руб.)				
Полной массой, т: не более 2,5	0,83	0,95	+14,5	0,83
от 2,5, но не более 3,5	1,32	2,0	+51,5	1,32
от 3,5, но не более 5	1,65	1,9	+15,15	1,65
от 5, но не более 8	1,82	2,09	+14,8	1,82
от 8, но не более 12	2,21	2,54	+14,9	2,21
от 12, но не более 20*	2,43	2,79	+14,8	2,43
от 20, но не более 50*	4,79	5,5	+4,8	4,79
Автосамосвалы полной массой, т:				
от 12, но не более 20	2,43	2,79	+14,8	2,43
от 20, но не более 50	4,79	5,5	+4,8	4,79
Автомобили-фургоны, включая рефрижераторы, полной массой, т:				
от 12, но не более 20	2,43	2,79	+14,8	2,43
от 20, но не более 50	4,79	5,5	+14,8	4,79
Специальные и специализированные (базовая ставка 150 000 руб.)				
Специального назначения (кроме автобетоносмесителей)	1,65	1,9	+15,2	1,65
Автобетоносмесители	4,95	5,69	+15,9	4,95
Категорий М2, М3 (легковые), в том числе повышенной проходимости (G) и специализированные (базовая ставка 150 000 руб.)				
С двигателями рабочим объемом, $см^3$: не более 2500	0,99	1,14	+26,7	0,99
свыше 2500, но не более 5000	1,98	2,28	+15,2	1,98
свыше 5000, но не более 10000	2,64	3,04	+15,2	2,64
свыше 10000	3,30	3,8	+15,2	3,3
С электродвигателями (кроме гибридных)	0,99	1,14	+26,7	0,99
Категории О (прицепы и полуприцепы), выпущенные на территории РФ (базовая ставка 150 000 руб.)				
Прицепы	—	0,5	—	—
Полуприцепы	—	0,5	—	—
Прицепы с центральной осью	—	0,5	—	—
Шасси категорий N1, N2, N3, M2, M3 (базовая ставка 150 000 руб.)				
N1 полной массой до 3,5 т	1,32	1,52	+15,2	1,32
N2 полной массой от 3,5 до 5 т	1,65	1,9	+15,2	1,65
N2 полной массой от 5 до 8 т	1,82	2,09	+14,8	1,82
N2 полной массой от 8 до 12 т	2,21	2,54	+14,9	2,21
N3 полной массой от 12 до 20 т	2,43	2,79	+14,8	2,43
N3 полной массой от 20 до 50 т	4,79	5,5	+14,8	4,79
М2 полной массой не более 5 т	2,64	3,04	+15,2	2,64
М3 полной массой более 5 т	3,30	3,8	+15,2	3,30

* Размер утилизационного сбора, подлежащего уплате в отношении колёсных транспортных средств, ввезённых на таможенную территорию РФ и помещённых под таможенный режим временного ввоза, рассчитывается с применением коэффициента, равного 0,25.

ности и повышение её конкурентоспособности", действует система субсидирования, которая полностью или частично компенсирует производителям расходы по оплате утилизационного сбора и позволяет им быть более конкурентоспособными. Несмотря на то, что производителю может быть компенсирована величина утилизационного сбора, он должен её включать в стоимость этого транспортного средства. То есть фактически нагрузка по уплате утилизационного сбора перекладывается на потребителя. В условиях увеличения стоимости транспортного средства, для поддержания спроса необходимо вводить дополнительные программы, способные компенсировать покупателю эти расходы, в противном случае рассчитывать на стабильный рост объёмов продаж не приходится.

Литература

1. Бакаева О.Ю., Устинова А.В. Утилизационный сбор в Российской Федерации: особенности и проблемы правового регулирования // Вопросы экономики и права. — 2015. — № 85. — С. 11—16.
2. Улицкий М.П., Холодова А.О. Особенности функционирования рынка автомобильных услуг в новых экономических условиях современной России // Международный академический вестник. — 2015. — № 2 (8). — С. 96—99.
3. Подхалюзина В.А., Дрейцен М.А., Шуба Н.А. Разработка экономической модели автомобильного рынка России // Автомобильная промышленность. — 2016. — № 6. — С. 1—6.
4. Хмельницкий А.Д. Комплекс регуляторов и механизмов функционирования автотранспортного бизнеса в крупных городах // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). — 2014. — № 2 (37). — С. 52—59.
5. Чириканова Е.А. Экономические проблемы и направления развития локализации производства автотранспортных средств // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). — 2014. — № 2 (37). — С. 60—65.
6. Чириканова Е.А. Влияние изменения величины утилизационного сбора на автомобильный рынок в Российской Федерации // Автотранспортное предприятие. — 2016. — № 5. — С. 35—39.
7. Чириканова Е.А. Зарубежная практика регулирования автомобильного рынка с использованием налоговых механизмов // Автомобильная промышленность. — 2015. — № 9. — С. 37—39.
8. Чириканова Е.А. Экономические проблемы обновления парка автотранспортных средств и повышения уровня автомобилизации // Автотранспортное предприятие. — 2015. — № 10. — С. 46—48.
9. Сайт аналитического агентства АВТОСТАТ https://www.auto-stat.ru/ (дата обращения: 20.05.2018)
10. Сайт правового портала "КонсультантПлюс" http://www.consultant.ru (дата обращения: 20.05.2018)

АС1-факты

АВТОМОБИЛЬНЫЙ РЫНОК РОССИИ В ЯНВАРЕ—СЕНТЯБРЕ 2018 ГОДА

(по информации ОАО "Автосельхозмаш-холдинг")

ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ

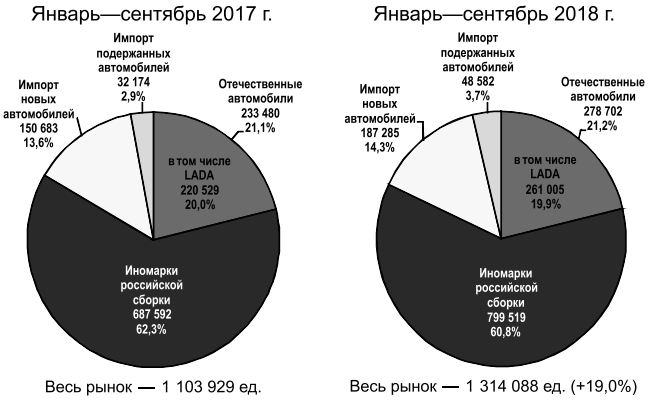
Продажи легковых автомобилей в январе—сентябре 2018 г. выросли на 19,0 % по отношению к аналогичному периоду 2017 г. и составили 1,3141 млн единиц. Сравнение структуры рынка легковых автомобилей по их происхождению в январе—сентябре 2018 и 2017 годов выявляет рост абсолютных объёмов продаж во всех сегментах. В отношении занимаемых долей рынка можно отметить снижение доли зарубежных моделей российской сборки и росте рыночных долей в остальных сегментах.

Продажи автомобилей отечественных брендов в январе—сентябре 2018 года выросли на 19,4 % (до 278,7 тыс. ед.), а их рыночная доля — до 21,2 %. Продажи автомобилей ВАЗ в январе—сентябре 2018 г. увеличились на 18,4 % (до 261,0 тыс. ед.), а их доля составила 19,9 %. Продажи зарубежных моделей российской сборки доминируют на рынке легковых автомобилей, они выросли на 16,3 % (до 799,5 тыс. ед.), а их доля сократилась с 62,3 до 60,8 %. Совокупная доля продаж автомобилей, собранных в России (отечественных и зарубежных брендов), немного снизилась: с 83,4 до 82,0 % в январе—сентябре 2018 г.

Импорт новых легковых автомобилей вырос на 24,3 % (до 187,3 тыс. ед.), а их доля на рынке составила — 14,3 % (с учётом импорта по ГТД и ТПО). Ввоз подержанных машин в январе—сентябре возрос на 51,0 % и составил 48,6 тыс. ед. При этом импорт подержанных электромобилей (по ТПО) увеличился на 97,4 %: их ввезено 1609 ед. Новых электромобилей ввезено 23 шт.

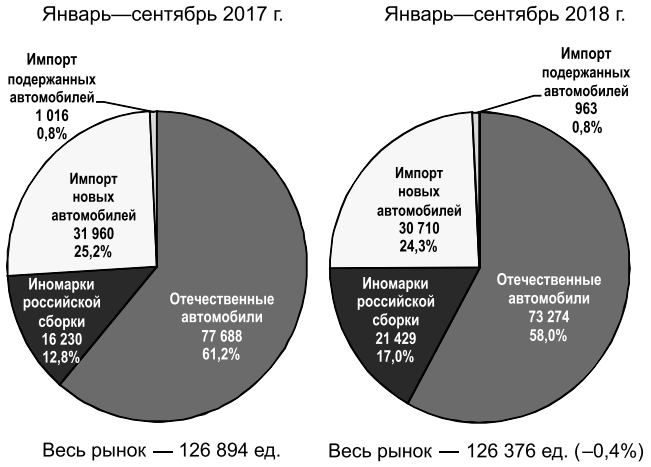
По данным Ассоциации Европейского Бизнеса совокупный объём дилерских продаж новых легковых и легких коммерческих автомобилей в России в январе—сентябре 2018 г. составил 1 297 432 ед., что на 14,9 % больше, чем в январе—сентябре 2017 г. (1 129 228 ед.). Импорт легковых автомобилей по ТПО (включён в расчёт рынка) составил в январе—сентябре 2018 г. 37 729 ед. против 16 928 ед. годом ранее; из них на подержанные автомобили пришлось 34 134 ед. и 15 177 ед. соответственно.

СТРУКТУРА РЫНКА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ПРОИСХОЖДЕНИЮ



ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ (ВКЛЮЧАЯ МАЛОТОННАЖНЫЕ)

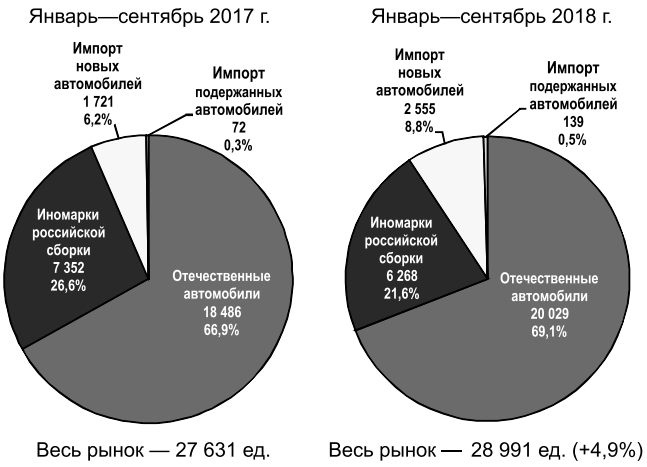
СТРУКТУРА РЫНКА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ПРОИСХОЖДЕНИЮ



Весь рынок — 126 894 ед. Весь рынок — 126 376 ед. (–0,4%)

АВТОБУСЫ И МИКРОАВТОБУСЫ

СТРУКТУРА РЫНКА АВТОБУСОВ ПО ПРОИСХОЖДЕНИЮ



Весь рынок — 27 631 ед. Весь рынок — 28 991 ед. (+4,9%)

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.113

ПЕРСПЕКТИВЫ БЕСПИЛОТНЫХ КОЛЁСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Канд. техн. наук **ГРУШНИКОВ В.А.**
ВИНИТИ РАН (v.grushnikov@mail.ru)

Автомобильное колёсное транспортное средство является объектом повышенной опасности и при критической концентрации — потенциальным источником дорожно-транспортных происшествий. Результаты увеличения интенсивности и плотности транспортных потоков, в которых водителю автомобиля становится не только не комфортно, но и опасно двигаться, а также прогрессирующего процесс старения населения Земного шара, снижающего его когнитивные способности, не оставляют другого выбора в повышении безопасности дорожного движения, кроме беспилотного автоматического управления колёсным транспортным средством.

Ключевые слова: *колёсные транспортные средства, автоматизация управления, беспилотники.*

Grushnikov V.A.
PROSPECTS OF UNBEATURED WHEEL TRANS-PORT FUNDS

An automobile wheeled vehicle is an object of increased danger and at a critical concentration — a potential source of traffic accidents. The results of the increase in the intensity and density of traffic flows in which the driver of a car becomes not only not comfortable but also dangerous to move, as well as the progressing process of aging of the world's population that reduces his cognitive abilities, leave no other choice in improving the safety of traffic, except for unmanned automatic control of a wheeled vehicle.

Keywords: *wheeled vehicles, automation of control, drones.*

Объекты искусственного интеллекта стали уже обыденным явлением в повседневной жизни людей и всё настойчивее проникают в автотранспортную сферу, отбирая у человека его прежнюю привилегию управления колёсными транспортными средствами. Эта экспансия объясняется и оправдана более чем на порядок превышающей когнитивностью человека оперативностью оценки дорожно-транспортной ситуации и принятия решений электронными системами активной безопасности. Но она оправдана только при оптимальности алгоритмов автоматического управления.

А пока они ещё не созданы, возникает конфликт между естественным и не полностью контролируемым искусственным интеллектом. Уже зарегистрирован печальный инцидент, при котором ещё не очень совершенный, но реальный, а не выдуманный фантастами робот на колёсах в виде легкового автомобиля сначала покалечил, а затем и уничтожил человека.

Начало печальной статистики противостояния на дорогах положено 02.07.2015 г. В первом дорожно-транспортном происшествии с участием автономно управляемого беспилотника незначительные травмы получили сотрудники компании "Гугл", наблюдавшие

за его эксплуатацией, и водитель, который врезался в самоуправляемый автомобиль сзади. По статистике самой компании, это уже 14-я авария с беспилотными автомобилями, но первая, в которой есть люди, получившие травмы. Кроме того, 14.02.2016 г. беспилотный автомобиль впервые за время испытаний попал в ДТП по вине компьютера. Как сообщила сама компания, во время испытательного заезда беспилотный автомобиль "Гугл" при перестроении в соседнюю полосу на скорости около 3 км/ч врезался в борт маршрутного автобуса, двигающегося со скоростью 20 км/ч. Пострадавших в результате инцидента не было; у беспилотника повреждено крыло и один из датчиков движения. Причиной ДТП послужила ошибка бортового компьютера, решившего, что автобус его пропустит.

А 07.05.2016 г. в США была зарегистрирована первая авария с участием автомобиля "Тесла Модель S" под управлением автопилота, повлекшая за собой гибель водителя. Согласно отчёту полиции, беспилотный автомобиль ехал по скоростному шоссе штата Флорида и на одном из перекрестков врезался в пересекавший дорогу грузовой автопоезд. Автомобилю "Тесла" оторвало крышу, и он пролетел ещё примерно 30 м, прежде чем остановиться. Водитель Джошуа Браун в результате аварии погиб. К сожалению, это не последняя плата за повышенную мобильность населения.

По данным официальной статистики [1] мировой парк автомобилей уже перевалил за отметку в 1 млрд ед. А ведь они и распределены [2] неравномерно: от 1140 ед./1000 жителей в Сан-Марино, 900 ед./1000 чел. в Монако, 800 — в США, 600—800 — в Испании, Канаде, Италии, Австралии, Новой Зеландии, 500—600 — в Швеции, Нидерландах, Германии, Австрии, Японии, до 114 — в Китае (98-е место в мире), 105 — в Армении (104-е место), 15 — в Индии (153-е место), 11 — в Пакистане (161 поз.), при последнем, 183-м месте — Того с 2 ед./1000 жителей. Даже малая их концентрация при неразвитой инфраструктуре создаёт опасность ДТП, а при высокой далеко не всегда сможет спасти и высокоразвитая инфраструктура.

При интенсивных и плотных транспортных потоках управление транспортным средством превращается в сложную задачу, требующую от человека за рулём предельного внимания и напряжения физических и психологических возможностей, граничащих с аварийной ситуацией с возможностью столкновений в ДТП. А они вероятны из-за ограниченных самой природой когнитивных возможностей водителя — человека за рулём. Среднее время реакции здоровых водителей колеблется в интервале 0,3—1,5 с [3], а при экстренном торможении, в частности, составляет от 0,3 до 4 с [4]. Разброс временных значений, равный 1,2 с, выраженный в разности дистанций тормозного пути, составляет 20 м (при скорости 60 км/ч и нормальном сухом дорожном покрытии). Именно эти 20 м (а в некоторых случаях достаточно и более короткого расстояния) могут стать причиной ДТП. Что же тогда говорить о плотных потоках с дистанцией между в 1 м при критической насыщенности транспортными средствами на дороге общего пользования в 200 ед./км?

Эти главные вызовы автомобилизации в виде перегруженных дорог и ограниченных возможностей реакции человека на аварийную ситуацию в состоянии стресса и мотивы использования действенных способов и средств защиты человека в автомобиле и вне его в экстремальных условиях заставляют повышать уровень присутствия в нём электронных систем поддержки водителя. Эти рукотворные проявления искусственного интеллекта отличаются повышенной по сравнению с человеческой оперативностью оценки ситуации и реагирования на неё, запрограммированными действиями и лучшей "когнитивностью". Уже используемые в реализации превентивного принудительного экстренного автоматического торможения (рис. 1) в целях предотвращения столкновений на автомобильных дорогах электронные "ассистенты" способны за 2,6 с оповещать водителя о потенциальной опасности, за 1,6 с до вероятного столкновения делать это уже настойчиво и начинать реализовывать уже за 0,6 с до него активизируемую программу включения режима экстренного торможения, не рассчитывая на водителя. Эти беспристрастные и не зависящие от давления со стороны факторов внешних воздействий и эмоционального состояния, настроя и характера (когнитивность — на пять баллов) объективные и точные "ассистенты" позволяют надеяться на реальную эффективность защиты водителя, пассажиров и пешеходов в самых опасных дорожно-транспортных ситуациях. Они и являются основой создания беспилотных роботизированных транспортных средств, которые в самом недалеком будущем смогут автономно двигаться в транспортных потоках дорог общего пользования благодаря возможностям искусственного интеллекта в виде роботов.

Действенность электронных систем поддержки водителя определяется не только их возможностями оперативно оценивать ситуацию и, при необходимости, принимать упреждающие столкновения и наезды меры принудительного, главным образом тормозного, управления, но и совместимостью человеко-машинной системы, определяемой, в первую очередь, пове-

Рис. 1

дением человека за рулём интеллектуального автомобиля. Для оценки недостаточно изученных аспектов этой совместимости коллективом психологов, информаторов и инженеров из университета немецкого Ульма и института транспортных систем Германского аэрокосмического центра проведены [5] три серии тестирований водителей на тренажере с интеллектуальной электронной системой принудительного автоматического торможения и рулевой системой отворачивания от столкновений. В первой серии тестовых испытаний водители всеми силами противодействовали автоматическому действию интеллектуальной системы активной безопасности, в том числе сильно сжимая рулевое колесо. Во второй серии, после подробного объяснения принципа функционирования и преимуществ этой системы, они стали свободнее держать рулевое колесо, не препятствуя автоматическому срабатыванию системы в аварийной ситуации. А в третьей серии виртуальных испытаний они уже, уверившись в эффективности интеллектуальной системы активной безопасности "своего" автомобиля, стали полностью ей доверять, испытывая, правда, при этом чувство ложной опасности и тревоги. То есть возможности искусственного интеллекта надо ещё научиться правильно и эффективно использовать. Иначе они могут из блага превратиться во вред.

Эта проблема требует углублённого осмысления как в плане совместимости "человеко-машинной" системы управления одним транспортным средством по степени или уровню ответственности её сторон в комплексном алгоритме, так и по совместимости на дорогах общего пользования транспортных средств, управляемых людьми (традиционное АТС) и роботами (автомобиль-беспилотник). Роль, место, значение, своевременность и эффективность использования предоставляемых возможностями искусственного интеллекта способов защиты людей в КТС и на пешеходных переходах не могут быть обоснованно оценены без рассмотрения всего комплекса вопросов как на философском, законодательном, так и на социально-бытовом уровне.

На этом комплексном анализе построена инновационная концепция высоко- и полностью автоматического вождения. На первой стадии её реализации ассистент водителя автомобиля с бортовой интеллектуальной транспортной системой только помогает ему оценивать опасность окружающей ситуации, на последующих — всё более продолжительнее и самостоятельнее осуществляет автономное управление, на последней — превращается в водителя-робота. При этом должны соблюдаться права и интересы водителей других обычных неавтономно пилотируемых автомобилей в общем потоке.

Совершенствование конструктивно-технологических решений электронных систем управления транспортным средством в целях превращения его в беспилотник, наряду с техническими, требует преодоления вызовов и барьеров сосуществования и взаимодействия обычных и автоматических автомобилей с людьми и роботами за рулём, а также с пешеходами на дорогах и улицах. Проведённая попытка [6] всесторонней оценки различных аспектов этой юридической и законодательной проблемы в целях нахождения статус-кво или консенсуса в этой непростой ситуации позволила выявить шесть возможных сценариев этого взаимодействия: водительский, ассистентский, частично-, высоко- и полностью автоматизированные, а также неопределенный. В первом (нулевом с точки зрения автоматизации вождения) сценарии управление, контроль и ответственность за безопасность дорожного движения остаются за водителем. Во втором транспортным средством управляет водитель с поддержкой электронным ассистентом, однако контролирует и отвечает за ошибки также сам. В третьем — за водителем остаётся контроль и ответственность, а управление полностью передаётся автоматизированной системе. В четвёртом — система уже не только управляет автомобилем, но и контролирует дорожно-транспортную ситуацию, а водитель продолжает нести всю полноту ответственности за предотвращение ДТП. В пятом (с возможными ограничениями) и шестом (абсолютно безапелляционном) сценариях водитель уже ни в чём практически не участвует и ни за что не отвечает, всё передано на откуп и под "ответственность" автоматической системе. Вследствие этого сценарии с первого по пятый включительно, признаются подверженными законодательным ограничениям, а шестой — нет. Поэтому рассматриваемая проблема остаётся до сих пор нерешённой и открытой, требует дополнительного углублённого изучения и юридической проработки.

Тем временем автономные транспортные средства — беспилотники всё больше превращаются в реальность. Начавшись с внедрения антиблокировочной тормозной системы, призванной при торможении до полной остановки предотвратить блокирование отдельных или нескольких колёс, чреватое локальным износом шин и потерей устойчивости, эра электроники в автомобиле ныне связана с использованием в нём уже не отдельных систем пассивной и активной, а комплексной системы безопасности.

Сегодня её реализация всё больше связывается с частичной и даже полной передачей функций управления от водителя к автомату — роботу, управляющему автономным беспилотным транспортным средствам. И со временем эта задача будет решена, а пока стратегия полуавтоматического-полуавтономного (а в перспективе — автоматического, т.е. беспилотного) управления всё больше становится тенденцией разработок мирового автомобилестроения с целевой установкой разгрузить водителя и повысить безопасность дорожного движения за счёт устранения ошибок из-за человеческого фактора.

Возможности беспилотного автомобильного транспорта продолжают оцениваться [7] в исследовательском проекте "Сделано в Германии" партнёрами из фирм "Континенталь" (дистанционно управляемые транспортные средства с интеллектуальной бортовой коммуникационной системой), "Дойче Телеком" (сетевая интернет-связь), "Нокиан нетворкс" (мобильная коммуникационная аппаратура) и института им. Фра-

унгофера (прокладка коммуникационной сети и программное обеспечение интеллектуальной бортовой и инфраструктурной транспортных систем). Демонстрация перспективных возможностей автомобильного транспорта поколения 4.0 с прототипом мобильной связи пятого поколения "G" с быстродействием осуществления манёвров и торможений за 20 мс в сценарии *"Car2Car"* с двумя специально построенными пассажирскими болидами осуществляется на специально обустроенном участке с инновационной инфраструктурой между Пфаффенхофеном и Галлертау автомагистрали А9 в федеральной земле Бавария.

Ещё совсем недавно самый безопасный в своём классе легковой автомобиль "Мерседес" *E*- и *S*-класса для реализации этой цели оснащался десятью новыми на тот момент времени дифференциальными системами электронной поддержки водителя: адаптивного дальнего света, усовершенствованного освещения, распознавания дорожных знаков, ассистента внимания, видеокамерного ассистента полосы движения, ассистента "мёртвых" зон, автоматического полного торможения, превентивной защиты пользователей, пружинящего капота, новой поясной надувной подушкой безопасности. А чуть позже — системой отслеживания дистанции (*Distronic Plus*) с расширенной тормозной функцией (*Pre-Safe*); обзора "мёртвых" зон; парковки и концентрации внимания с радарными датчиками, функциональными при скоростях движения от 30 до 250 км/ч, и ультразвуковыми датчиками, отслеживающими пространство перед транспортным средством на расстоянии 1 м и сзади — 1,2 м. Теперь же на смену отдельным электронным устройствам приходят системы комплексной безопасности, синергетически объединяющие в себе функции пассивной и активной подсистем. И их возможности используются в технологии беспилотного управления.

Преимущества автономно управляемых беспилотных транспортных средств — способность осуществлять перевозки грузов в опасных зонах во время природных и техногенных катастроф и/или военных действий, снижать затраты на доставку грузов и пассажиров за счёт экономии на заработной плате водителей, топливе и времени, в том числе высвобождаемого для более важных дел, чем управление, или отдыха, за счёт централизованного управления транспортным процессом, автономно использоваться людьми с ослабленным зрением, минимизировать вероятность ДТП с человеческими жертвами и повышать пропускные возможности автомобильных дорог. Негативными проявлениями беспилотной автомобилизации являются "безответственность" беспилотника за нанесение ущерба во всё же вероятном ДТП, безадресной этической апелляции при его факте, потеря возможности самостоятельного управления транспортным средством, навыков вождения в критических ситуациях и самих рабочих мест людьми, связанными с управлением, уровень совершенства и трактовки программного обеспечения.

Переходя к собственно беспилотному автомобилю, следует, в первую очередь, рассмотреть разработки транснациональной медийной компании "Гугл", автомобили-роботы MG (*Made in Germany*), "Актив", "МшсЛаб", автомобили из Брауншвейга, получившие имя "Леони", а также проект ПАО "КамАЗ" и "Когнетив Технолоджис" по созданию беспилотного автомобиля в 2020 г. Есть несколько крупных программ по разработке беспилотных транспортных средств, включая программу Европейской Комиссии с бюджетом в 800 млн, программу *"2getthere"* в Нидерландах, исследовательскую программу "Арго" в Италии, соревнование *"DARPA Grand Challenge"* в США и проект "Беспилотный автомобиль Гугл".

Множество компаний занимается разработкой своих продуктов для массового автомобильного рынка, включая "Дженерал Моторз", "Тесла Моторс" (обе — США), "Фольксваген", "Ауди", БМВ (все — Германия), "Вольво" (Швеция), "Ниссан" (Япония), "Гугл" (США), "Когнетив Технолоджис" (Россия) и др. Уже в 2008 г. GM заявила о планах по началу тестирования беспилотного автомобиля в 2015 г. и возможному запуску продукта на рынок к 2018 г. Позже, в мае 2016 г., GM и североамериканская "Лифт" (конкурент международной сервисной компании "Убер" со штаб-квартирой в США) заявили, что в течение года начнут испытания самоуправляемого такси — электроавтомобиля "Болт" на базе шасси "Круиз Аутомейшн" компании GM.

В 2009 г. Королевская инженерная академия наук Великобритании заявила, что беспилотные грузовые автомобили могут появиться на дорогах Великобритании к 2019 г. С апреля 2011 г. в лондонском аэропорту Хитроу запущены полностью автоматические маршрутные такси (мини-автобусы *pods*) со скоростью до 40 км/ч, вместимостью четыре человека, на 70 % экономичнее традиционных автомобилей и на 50 % — обычных автобусов.

Автомобильная компания "Ниссан" планирует поэтапно оснащать свои "Кашкай" функцией полуавтономного вождения начиная с 2017 г. Беспилотный автомобиль британской фирмы "Дельфи Аутомотив" совершил автопробег от Сан-Франциско до Нью-Йорка. От одного американского побережья до другого почти 5,5 тыс. км автоматизированный беспилотник проехал за девять дней. Компания "Вольво" испытывает полуавтономный автопоезд, который может начать использоваться к 2020 г. BMW собирается выпустить первый беспилотный электромобиль в 2021 г. Британский проект "Гринвичская среда автономных средств передвижения" (*GATEway*) в мае 2016 г. провела набор экспертов-испытателей беспилотных автомобилей на закрытой территории. В мае 2016 г. китайские компании "Байду" и "Чери Аутомобайл" начали испытания двух автомобилей в провинции Аньхой.

Компания "Убер" 18.08.2016 г. объявила об использовании беспилотных автомобилей для перевозки пассажиров в Питтсбурге. В первое время в них будет сидеть запасной водитель, который может взять управление на себя в нестандартной ситуации. С 14.09.2016 г. компания стала предоставлять беспилотники некоторым клиентам [8] А в России 26.09.2016 г. компания "Когнетив Технолоджис" объявила о создании про-

Рис. 2

граммно-аппаратной платформы *"C-Pilot"*, которая может устанавливаться как на легковых, так и на других типах автомобилей, а также анонсировала планы по её развитию, предполагающие обеспечение возможности полностью автономного движения к 2022 г.

Беспилотный автомобиль "Гугл" стал легитимным после пролоббирования компанией в июне 2011 г. закона шт. (США), разрешающего использование автономных транспортных средств на дорогах общего пользования, реализованного в виде получения "Гугл" 07.05.2012 г. соответствующей лицензии и номерных знаков беспилотника с символом бесконечности на красном фоне.

В апреле 2014 г. компания "Гугл" объявила, что их беспилотные автомобили прошли почти 1,1 млн км, а в конце мая показала новый прототип своего на 100 % автономного беспилотника без руля, педалей газа и тормоза. По данным на лето 2015 г., по улицам Маунтин-Вью ездят 20 самоуправляемых автомобилей "Гугл", отрабатывая маневрирование в потоке. В мае 2016 г. "Гугл" и автомобильный альянс "ФИАТ Крайслер" заключили договор о сотрудничестве в целях выпуска 100 самоуправляемых "Крайслер Пасифика". Эти автомобили с комбинированной энергетической установкой на борту будут иметь восемь посадочных мест. Они будут использоваться "Гугл" для тестирования технологий для автомобилей, способных перевозить большое количество людей. А 01.09.2016 г. группа разработчиков из компании "Гугл" запатентовала способ распознавания проблесковых маячков автомобилей экстренных служб, который реализуется на её беспилотнике. В качестве реакции на это юрист из Автотранспортной инспекции шт. Калифорнии выразил озабоченность тем, что "данная технология намного опережает законодательство во многих областях", так как закон штата гласит, что "любое транспортное средство должно управляться человеком". А оснований для беспокойства более чем достаточно. Беспилотники "Гугл" пока не могут передвигаться под проливным дождём и в условиях заснеженной местности. Связано это с тем, что идентификация местности производится посредством сравнения заблаговременно отснятых фотографий с результатами визуализации окружающего ландшафта сканирующими системами автомобиля. Поэтому система может отличить пешехода от обычного телеграфного столба, но только при хороших погодных условиях, а также не способна распознавать временные сигналы светофора и отличить пешеходов от полицейских или скомканную бумагу от камня. Что также немаловажно, они не умеют парковаться. "Гугл" планирует устранить эти недостатки к 2020 г.

Так, на российском "АвтоВАЗе" идёт обсуждение возможности создания системы автоматического управления автомобилем. Мировые и европейские тенденции указывают на необходимость работы в этом направлении.

А вот лидерство в "гонке" компаний, предлагающих услуги беспилотного такси, американская "Убер", похоже, проиграла. Более того, проиграла она малоизвестной компании "нуТономи", которая сегодня начала обслуживать первых клиентов в Сингапуре, предлагая совершенно бесплатные (в рамках промоакции) поездки на специально оснащённых компактных моделях электромобилей "Мицубиси i-MiEV" и "Рено Зоэ". Зато успешными оказались испытания "Убером" автономного грузового автопоезда "Отто" на базе серийного тягача "Вольво", который проехал почти 200 километров с ценным грузом на борту. Автомобильный концерн "Даймлер" работает над созданием автономных грузовых автомобилей (рис. 2), которые способны под управлением автопилота самостоятельно передвигаться по дорогам. Настал тот момент, когда разработчики решились отправить несколько таких грузовиков в их первое продолжительное путешествие из немецкого Штутгарта в голландский Роттердам. Передвигаться три автономных автопоезда будут по общественным дорогам и при этом обмениваться друг с другом полезной информацией при помощи *Wi-Fi*. Беспилотными автомобилями в наше время уже никого не удивишь, а вот огромные грузовики, которые способны без вмешательства водителя нестись по ночному шоссе — зрелище очень необычное. Компания "Фрейтлайнер", принадлежащая германскому автомобилестроительному концерну "Даймлер", продемонстрировала всему миру свою новую разработку — частично автономный грузовик "Инспирейшн".

А насколько сложные задачи приходится решать разработчиками беспилотников, следует [9] из анализа нагруженности и функциональности информационно-диагностической бортовой сети современного автомобиля. Только при запуске двигателя внутреннего сгорания в первые 2 с она, испытывая повышенную нагрузку, оценивает и использует более 100 тыс. дифференциальных данных и производит анализ 100 диагностических параметров. В современном легковом автомобиле присутствует около 100 микропроцессоров, 50 устройств управления (в инновационно продвинутых — уже 70) и более 8 км проводов и используется 100 млн цифровых кодов. Это больше чем в гражданском аэробусе "Боинг 787" и в военном истребителе. Большая часть информации в современном автомобиле зависит от её функции в общем интегральном проколе опроса и регистрации данных. К началу 2020-х гг., по прогнозу компетентных экспертов, скорость передачи информации по сравнению с 1980 г.

возрастёт в 1000 раз, и эту задачу должен и сможет решать интегральный инновационный контроллер. Прототип такого перспективного устройства с разветвлённой электрической и электронной архитектурой "Дельфи Дойчланд" отличается расширенными диагностическими, сигнальными и управленческими функциями, сопряжёнными с функциями полезной информируемости, навигации, активной и пассивной безопасности, телематики и отслеживания работоспособности систем и агрегатов, в первую очередь — привода. К настоящему времени он обладает возможностью трансформировать и транспонировать информацию со скоростью 65 МБ/с и уже скоро сможет диагностировать более 1000 параметров со скоростью 1,5 ГБ/с. Эти возможности позволяют реализовать концепцию беспилотного управления, уже отрабатываемую в экспериментальном порядке на легковом автомобиле класса люкс своей седьмой серии немецким автомобилестроительным концерном БМВ. Используемая ассистентская электроника "Дельфи" в целях отслеживания ситуации вокруг активного автомобиля уже соответствует требованиям третьего уровня безопасности международной организации автомобильных инженеров *SAE*, а по обмену информацией в интеллектуальной транспортной инфраструктуре с предотвращением столкновений колёсных транспортных средств в плотных и интенсивных транспортных потоках — уровню SAE-4. Для повышения действенности в плане качества и безопасности, а также однозначности понимания и толкования эта информационная система нуждается в стандартизации.

Такие задачи ставят перед собой и решают передовые автомобилестроители и связанные с ними электронщики. Несмотря на остающиеся нерешёнными вопросы управления и программного обеспечения, будущее в этом плане принадлежит беспилотникам, которые ещё должны найти и завоевать своё место на дорогах общего пользования с уравнёнными правами с пилотируемыми АТС. Этот процесс требует серьёзного и всестороннего осмысления, но он уже пошёл.

Литература

1. Statistical Abstract of Transportation & Communications: Number of Registered Motor Vehicles. Ministry of Transportation and Communications, R.O.C.
2. http://www.gosthelp.ru/text/RekomendaciiMetodicheskie20.html.
3. Fildes B., Keall M., Bos N., Lie A., Pastor C., Pennisi L., Rizzi M., Thomas P., Tingvall C. Effectiveneness of low speed autonomous emergency braking in real-world rear-end crashes // Accid. Anal. and Prev. [Электронный ресурс]. — 2015. — 81. — С. 24—29.
4. Sehui-Gomez M. The Tolerance of the Hurman Body to Automobile Collision Impact — a Systematic review of Injury Biomechanics Research, 1990—2009 // Accid. Anal. and Prev. [Электронный ресурс]. — 2015. — 80. — С. 7—17.
5. Fricke N., Griesche S., Schieben A., Hesse T., Baumann M. Driver behavior following an automatic steering intervention // Accid. Anal. and Prev. [Электронный ресурс]. — 2015. — 83. — С. 190—196.
6. Lutz L.S., Diermeyer F., Lienkamp M. Rechtliche Aspekte beim automatisierten und telemetrueten Fahren // ATZ eztra. — 2015, Apr. — S. 38—41.
7. Continental testet das vernetzte Fahrzeug // Frachtdieenst (Электронный ресурс). — 2015. — 70. — С. 17.
8. Tascarella P. Uber debuts self-driving cars in Pittsburgh, customers including Mayor Bill Peduto taking the first trips on Wednesday morning — Pittsburgh Business Times, Pittsburgh Business Times (14 September 2016).
9. Die Strapazen im Netz nehmen zu // AMZ: Auto, Mot., Zubehö-r. — 2016. — 104, № 5. — S. 28—29.

УДК 629.3

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук **ТАРАСИК В.П.**

Белорусско-Российский университет (375.222.25-36-45)

Предложена методика функционального проектирования виброзащитной системы автомобиля. Изложены последовательность и содержание выполняемых проектных процедур, начиная от предварительного определения параметров системы и кончая оптимизацией их значений. Для оценки результатов проектирования используются нормативные значения критериев вибронагруженности водителя, пассажиров и кузова автомобиля. Применение методики иллюстрируется примером проектирования подвески легкового автомобиля малого класса.

Ключевые слова: *автомобиль, подвеска, кузов, рессора, амортизатор, подрессоренная и неподрессоренная массы, сиденье водителя, ордината неровности микропрофиля дороги, виброускорение, октавная полоса частоты, корреляционная функция, спектральная плотность.*

Tarasik V.P.

METHOD OF DETERMINING PARAMETERS OF THE VEHICLE SUSPENSION

A methods for the functional design of the vehicle vibration protection system is proposed. The sequence and content of the executed design procedures are stated, starting from the preliminary determination of the system parameters and ending with the optimization of their values. For the evaluation of the design results, the normative values of the vibration load criteria for the driver, passengers and the car body are used. The application of the methods is illustrated by an example of designing a suspension of a small passenger car.

Keywords: *car, suspension, body, spring, shock absorber, sprung and unsprung mass, driver's seat, ordinate of road surface roughness, vibration acceleration, octave band frequency, correlation function, spectral density.*

Подвеска автомобиля предназначена, как известно, для защиты водителя, пассажиров и механизмов от неблагоприятного воздействия вибраций, обусловленных неровностями дорожного покрытия. Конструктивно подвеска представляет собой сложную механическую систему — совокупность взаимосвязанных элементов, составляющих определённую структуру, в состав которой входят подвеска кузова и подвеска сидений. Совместно они позволяют обеспечить необходимую плавность хода автомобиля, виброзащиту людей и механизмов.

Основные элементы подвески — рессоры, амортизаторы, подушки сидений и шины колёс. Рессоры, сиденья и шины обладают упругими свойствами и предназначены для преобразования энергии толчков и ударов,

создаваемых неровностями дороги, в потенциальную энергию упругих элементов. Амортизаторы — диссипативные элементы, обеспечивающие гашение колебаний. Они поглощают энергию колебаний и переводят её в тепловую энергию потерь. Диссипативными свойствами обладают также шины и подушки сидений.

Разработка системы подвески автомобиля содержит две стадии — функциональное и конструкторское проектирование. Рассмотрим лишь стадию функционального проектирования. При функциональном проектировании определяется структура системы и основные параметры составляющих её элементов — упругих и диссипативных. В процессе проектирования выполняются следующие процедуры: обоснование и выбор структуры системы (компонентный состав элементов, схема их взаимодействия, основные свойства компонентов, определяемые видом их рабочих характеристик); разработка динамической и математической моделей системы подрессоривания кузова автомобиля и сидений; предварительное определение характеристик и параметров упругих и диссипативных элементов; формирование модели воздействий неровностей опорной поверхности дороги на колёса автомобиля; планирование эксперимента на основе моделирования процесса движения автомобиля в различных дорожных условиях в целях получения регрессионной модели колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс, устанавливающей зависимости показателей качества и эффективности системы виброзащиты от параметров упругих и диссипативных элементов подвески; оптимизация параметров компонентов подвески на основе выбранного комплекса критериев эффективности.

Рассмотрим методику выполнения проектных процедур на стадии функционального проектирования подвески двухосного автомобиля. Предположим, что для проектируемого автомобиля выбраны металлические упругие элементы (пружины, листовые рессоры, торсионы) и гидравлические амортизаторы. Характеристики этих типов упругих элементов — линейные, а характеристики амортизаторов — нелинейные. Но при движении по дорогам с асфальтобетонным покрытием амплитуды вертикальных колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля сравнительно невелики, следовательно, невелики и скорости относительных перемещений элементов амортизатора, поэтому на стадии функционального проектирования их характеристики можно считать линейными.

При моделировании физических свойств системы подрессоривания предположим, что для данного автомобиля выполняется равенство 1 (табл. 1), которое характерно практически для любых двухосных автомобилей и выполняется с погрешностью, не превышающей 5...10 %. В этом случае подрессоренную массу кузова можно представить в виде двух отдельных сосредоточенных масс $m_{п1}$ и $m_{п2}$, совершающих независимые вертикальные колебания [1]. Динамическая модель виброзащитной системы автомобиля с учётом принятого допущения представлена на рис. 1. Обозначения элементов динамической модели: $m_{н1}$, $m_{н2}$ — неподрессоренные массы переднего и заднего мостов; $m_ч$ — масса человека и сиденья; $c_{р1}$, $c_{р2}$, $c_{ш1}$, $c_{ш2}$, $c_ч$ —

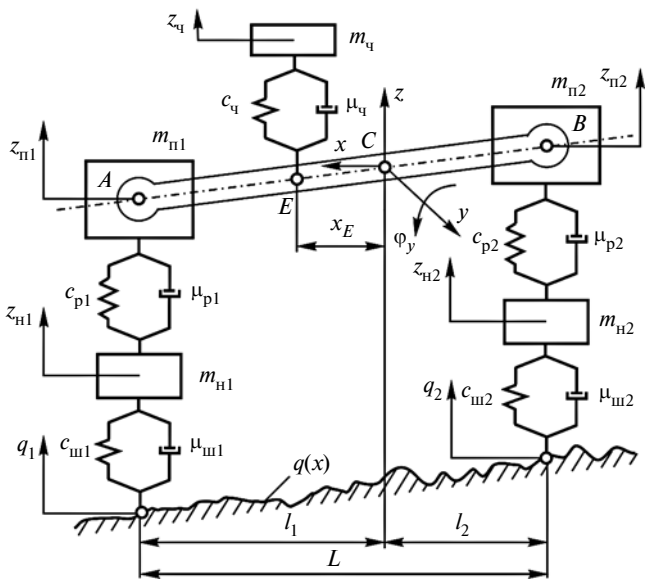


Рис. 1

коэффициенты жёсткостей рессор, шин и сиденья; $\mu_{р1}$, $\mu_{р2}$, $\mu_{ш1}$, $\mu_{ш2}$, $\mu_ч$ — коэффициенты демпфирования амортизаторов, шин и сиденья.

На основе этой динамической модели системы виброзащиты автомобиля разработана математическая модель колебаний, построение которой выполнялось на основе структурно-матричного метода [4]. В результате получена система дифференциальных уравнений, которая затем преобразована к виду 2, удобному для выполнения последующих процедур проектирования. Здесь: $z_{нi}$, $z_{пi}$, $z_ч$ — координаты вертикальных перемещений соответственно неподрессоренных и подрессоренных масс и человека на сиденье; $\dot{z}_{нi}$, $\dot{z}_{пi}$, $\dot{z}_ч$, $\ddot{z}_{нi}$, $\ddot{z}_{пi}$, $\ddot{z}_ч$ — первые и вторые производные по времени этих координат; q_i, $\dot{q}_i$ — ординаты неровностей опорной поверхности дороги и их производные по времени, действующие на передние и задние колёса автомобиля соответственно; u_1, u_2 — передаточные числа трансформаторных элементов, формируемых безынерционным рычагом AB, связывающим между собой координаты подрессоренных масс кузова $m_{п1}$, $m_{п2}$ и массу сиденья $m_ч$.

Передаточные числа u_1, u_2 вычисляются по формулам 3 и 4. Продольная координата x_E расположения сиденья относительно центра масс кузова принимается со своим знаком на оси C_x.

Аргументом функций координат $z_{нi}$, $z_{пi}$, $z_ч$ и ординат микропрофиля q_i служит время t. При движении автомобиля между функциями $q_1(t)$ и $q_2(t)$, описывающих воздействия микропрофиля на передние и задние колёса, устанавливается временная связь (формула 5).

В качестве примера проектирования примем легковой автомобиль малого класса со следующими параметрами: подрессоренные массы при полной нагрузке $m_{п1}$ = 835 кг; $m_{п2}$ = 890 кг; неподрессоренные массы $m_{н1}$ = 55 кг; $m_{н2}$ = 70 кг; коэффициенты жёсткости шин (суммарные левого и правого колёс) $c_{ш1} = c_{ш2} =$ = 460 000 Н/м. Подрессоренные массы снаряжённого автомобиля: $m_{п1}$ = 680 кг; $m_{п2}$ = 545 кг.

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$\rho_y^2 = l_1 l_2$	l_1, l_2 — координаты центра масс кузова автомобиля относительно осей вращения передних и задних колёс соответственно; ρ_y — радиус инерции кузова относительно его поперечной оси *Cy*, проходящей через центр масс (*C*)
2	$\left.\begin{aligned} & m_{н1}\ddot{z}_{н1} + (\mu_{р1} + \mu_{ш1})\dot{z}_{н1} + (c_{р1} + c_{ш1})z_{н1} - \mu_{р1}\dot{z}_{п1} - c_{р1}z_{п1} = \mu_{ш1}\dot{q}_1 + c_{ш1}q_1; \\ & m_{н2}\ddot{z}_{н2} + (\mu_{р2} + \mu_{ш2})\dot{z}_{н2} + (c_{р2} + c_{ш2})z_{н2} - \mu_{р2}\dot{z}_{п2} - c_{р2}z_{п2} = \mu_{ш2}\dot{q}_2 + c_{ш2}q_2; \\ & m_{п1}\ddot{z}_{п1} + (\mu_{р1} + \mu_ч/u_1^2)\dot{z}_{п1} + (c_{р1} + c_ч/u_1^2)z_{п1} + \mu_ч\dot{z}_{п2}/(u_1u_2) + c_ч z_{п2}/(u_1u_2) - \\ & - \mu_{р1}\dot{z}_{н1} - c_{р1}z_{н1} - \mu_ч\dot{z}_ч/u_1 - c_ч z_ч/u_1 = 0; \\ & m_{п2}\ddot{z}_{п2} + (\mu_{р2} + \mu_ч/u_2^2)\dot{z}_{п2} + (c_{р2} + c_ч/u_2^2)z_{п2} + \mu_ч\dot{z}_{п1}/(u_1u_2) + c_ч z_{п1}/(u_1u_2) - \\ & - \mu_{р2}\dot{z}_{н2} - c_{р2}z_{н2} - \mu_ч\dot{z}_ч/u_2 - c_ч z_ч/u_2 = 0; \\ & m_ч\ddot{z}_ч + \mu_ч\dot{z}_ч + c_ч z_ч - \mu_ч(\dot{z}_{п1}/u_1 + \dot{z}_{п2}/u_2) - c_ч(z_{п1}/u_1 + z_{п2}/u_2) = 0, \end{aligned}\right\}$	—
3	$u_1 = L/(l_2 + x_E)$	L — база автомобиля, м; x_E — продольная координата расположения сиденья относительно центра масс кузова
4	$u_2 = L/(l_2 - x_E)$	
5	$q_2(t) = q_1(t - \tau)$	τ — время проезда расстояния, равного базе автомобиля: $\tau = L/v_a$; v_a — скорость автомобиля, м/с
6	$c_{рi} = m^г_{пi}(2\pi f_i)^2$	$m^г_{пi}$ — масса кузова при полной нагрузке автомобиля, приходящаяся на *i*-й мост автомобиля
7	$\mu_{рi} = 2\gamma_{рi}m_{прi}\omega_{п.рi}$	$\gamma_{рi}$ — относительный коэффициент затухания колебаний; $m_{прi}$ — приведённая масса парциальной системы, кг; $\omega_{п.рi}$ — парциальная частота колебаний, рад/с
8	$m_{прi} = \dfrac{m^г_{пi}m_{нi}}{m^г_{пi} + m_{нi}}$	$m_{нi}$ — неподрессоренная масса *i*-го моста
9	$\omega_{п.рi} = \sqrt{c_{рi}/m_{прi}}$	
10	$\mu_{шi} = 2\gamma_ш m_{нi}\omega_{п.шi}$	$\gamma_ш$ — относительный коэффициент затуханий колебаний, обеспечиваемых шинами; $\omega_{п.шi}$ — парциальная частота колебаний неподрессоренной массы, рад/с
11	$\omega_{п.шi} = \sqrt{c_{шi}/c_{нi}}$	—
12	$R_q(x_s) = \sigma_q^2(A_1e^{-\alpha_1\lvert x_s\rvert} + A_2e^{-\alpha_2\lvert x_s\rvert}\cos\beta_2x_s + A_3e^{-\alpha_3\lvert x_s\rvert}\cos\beta_3x_s)$	—
13	$G_q(\nu) = \dfrac{\sigma_q^2}{\pi}\left\{\dfrac{A_1\alpha_1^*}{(\alpha_1^*)^2 + \nu^2} + \sum\limits_{i=2}^{3}\dfrac{A_i\alpha_i^*[(\alpha_i^*)^2 + (\beta_i^*)^2 + \nu^2]}{[(\alpha_i^*)^2 + (\beta_i^*)^2 + \nu^2]^2 - 4(\beta_i^*)^2\nu^2}\right\}$	—
14	$Q_2(j\nu) = Q_1(j\nu)[\cos(\nu\tau) - j\sin(\nu\tau)]$	—

Окончание табл. 1

№	Формула	Примечания
15	$\left.\begin{array}{l}[(c_{ш1}+c_{р1})-m_{н1}\nu^2+j(\mu_{ш1}+\mu_{р1})\nu]Z_{н1}(j\nu)-[c_{р1}+j\mu_{р1}\nu]Z_{п1}(j\nu)=[c_{ш1}+j\mu_{ш1}\nu]Q(j\nu);\\ [(c_{ш2}+c_{р2})-m_{н2}\nu^2+j(\mu_{ш2}+\mu_{р2})\nu]Z_{н2}(j\nu)-[c_{р2}+j\mu_{р2}\nu]Z_{п2}(j\nu)=\\ =[c_{ш2}\cos(\nu\tau)+\mu_{ш2}\nu\sin(\nu\tau)-j\{c_{ш2}\sin(\nu\tau)-\mu_{ш2}\nu\cos(\nu\tau)\}]Q(j\nu);\\ -[c_{р1}+j\mu_{р1}\nu]Z_{н1}(j\nu)+[(c_{р1}+c_ч/u_1^2)-m_{п1}\nu^2+j(\mu_{р1}+\mu_ч/u_1^2)\nu]Z_{п1}(j\nu)+\\ +[c_ч/(u_1u_2)+j\mu_ч/(u_1u_2)\nu]Z_{п2}(j\nu)-[c_ч/u_1+j\mu_ч/u_1\nu]Z_ч(j\nu)=0;\\ -[c_{р1}+j\mu_{р1}\nu]Z_{н1}(j\nu)+[c_ч/(u_1u_2)+j\mu_ч/(u_1u_2)\nu]Z_{п1}(j\nu)+\\ +[(c_{р2}+c_ч/u_2^2)-m_{п2}\nu^2+j(\mu_{р2}+\mu_ч/u_2^2)\nu]Z_{п2}(j\nu)-[c_ч/u_2+j\mu_ч/u_2\nu]Z_ч(j\nu)=0;\\ -[c_ч/u_1+j\mu_ч/u_1\nu]Z_{п1}(j\nu)-[c_ч/u_2+j\mu_ч/u_2\nu]Z_{п2}(j\nu)+[c_ч-m_ч\nu^2+j\mu_ч\nu]Z_ч(j\nu)=0,\end{array}\right\}$	$Z_{нi}(j\nu)$, $Z_{пi}(j\nu)$, $Z_ч(j\nu)$ — частотные характеристики случайных функций $z_{нi}(t)$, $z_{пi}(t)$, $z_ч(t)$ — ординат колебаний масс, изменяемых во времени t; $Q(j\nu)$ — частотная характеристика функции ординат микропрофиля $q(t)$
16	$W_{zi}^q(j\nu)=Z_i(j\nu)/Q(j\nu)$	—
17	$W_{zi}^q(j\nu)=\Delta_{zi}(j\nu)/\Delta(j\nu)$	—
18	$A=\begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15}\\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25}\\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & a_{35}\\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45}\\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55}\end{vmatrix}$	—
19	$a_{11}=c_{ш1}+c_{р1}-m_{н1}\nu^2+j(\mu_{ш1}+\mu_{р1})\nu$	—
20	$B_q=(b_{q1}, b_{q2}, b_{q3}, b_{q4}, b_{q5})^T$	—
21	$B_{zп1}=\begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & b_{q1} & a_{14} & a_{15}\\ a_{21} & a_{22} & b_{q2} & a_{24} & a_{25}\\ a_{31} & a_{32} & b_{q3} & a_{34} & a_{35}\\ a_{41} & a_{42} & b_{q4} & a_{44} & a_{45}\\ a_{51} & a_{52} & b_{q5} & a_{54} & a_{55}\end{vmatrix}$	—
22	$W_{zп1}^q(j\nu)=\Delta_{zп1}(j\nu)/\Delta(j\nu)$	—
23	$W_{zп1}^q(j\nu)=U_{zп1}(\nu)+jV_{zп1}(\nu)$	—
24	$A_{zi}^q(\nu)=\lvert W_{zi}^q(j\nu)\rvert=\sqrt{U_{zi}^q(\nu)+V_{zi}^q(\nu)}$	—
25	$A_{\ddot{z}i}^q(\nu)=\nu^2A_{zi}^q(\nu)$	—
26	$A_z^q(\nu)=l_2A_{zп1}^q(\nu)+l_1A_{zп2}^q(\nu)$	—
27	$z_{i\max}=q_0[A_{zi}^q(\omega)]_{\max}$	q_0 — амплитуда гармонической неровности микропрофиля дороги, м.
28	$\ddot{z}_{i\max}=q_0[A_{\ddot{z}i}^q(\omega)]_{\max}$	
29	$G_{\ddot{z}i}(\nu)=[A_{zi}^q(\nu)]^2\nu^4G_q(\nu)$	$A_{zi}^q(\nu)$— АЧХ вертикальных перемещений i-й массы
30	$\sigma_к=\sqrt{\sum_{i=1}^{n}(k_i\sigma_i)^2}$	σ_i — СКЗУ в i-й октавной полосе частот; k_i — весовой коэффициент чувствительности человека к ускорениям в i-й октавной полосе частот; n — число учитываемых октавных полос
32	$F(\vec{X})=\sum_{j=1}^{m}c_j\left(\frac{y_j(\vec{X})-y_{j\text{extr}}}{y_{j\max}-y_{j\min}}\right)^2$	—

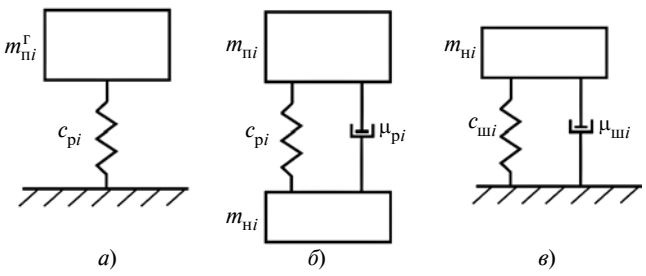


Рис. 2

Предварительный выбор параметров упругих элементов подвески $c_{рi}$, i = 1, 2, осуществляют на основе парциальной модели, представленной на рис. 2, *а*. Коэффициент жёсткости упругого элемента подвески кузова $c_{рi}$ определяется из условия обеспечения регламентированных требований на собственные частоты колебаний подрессоренных масс f_i. Для легковых автомобилей f_i = 0,8...1,3 Гц; для грузовых f_i = 1,2...1,8 Гц. Для передней части кузова частоту f_i принимают в 1,05...1,15 раз меньшей, чем для задней [3]. Значения $c_{рi}$, Н/м, находят по формуле 6.

Параметром амортизатора является коэффициент демпфирования колебаний $\mu_р$. Его определяем на основе парциальной модели, показанной на рис. 2, *б*. Значение $\mu_{рi}$, Н · с/м, вычисляют по формуле 7. Значения $m_{прi}$ и $\omega_{п.рi}$ определяют по формулам 8 и 9.

Шины автомобиля также обладают диссипативными свойствами. Коэффициент демпфирования шин вычисляют на основе парциальной модели, представленной на рис. 2, *в*, по формуле 10, а входящая в неё парциальная частота колебаний неподрессоренной массы $\omega_{п.шi}$ — по формуле 11.

Парциальная модель колебаний сиденья аналогична модели, показанной на рис. 2, *в*. Для легковых автомобилей принимают $\gamma_р$ = 0,2...0,35, для грузовых — $\gamma_р$ = 0,15...0,25. У автомобильных шин $\gamma_ш$ = 0,03...0,05. У сидений при отсутствии специального амортизатора $\gamma_ч$ = 0,06...0,18 [3].

С учётом этих значений и нормативных параметров колебаний f_i вычислены предварительные значения параметров диссипативных элементов подвески кузова, сидений и шин, а также коэффициентов жёсткости рессор. После округления полученных значений для дальнейших этапов проектирования приняты следующие их значения: $c_{р1}$ = 33 000 Н/м; $c_{р2}$ = 42 500 Н/м; $\mu_{р1}$ = $\mu_{р2}$ = 0,3 Н · с/м; $\mu_{ш1}$ = $\mu_{ш2}$ = 0,05 Н · с/м; $\mu_ч$ = 0,2 Н · с/м. Коэффициент жёсткости сидений принят равным $c_ч$ = 11 000 Н/м, масса человека вместе с сиденьем $m_ч$ = 70 кг.

Следующий этап проектирования состоит в формировании модели воздействий неровностей дороги на колёса автомобиля, обусловливающих возникновение вибраций кузова, водителя и пассажиров на сиденьях, а также неподрессоренных масс. Неровности дороги имеют разнообразную геометрическую форму, различные размеры и случайное беспорядочное расположение. Вертикальные колебания масс динамической модели системы определяются изменением ординат микропрофиля q в функции перемещения автомобиля x. Зависимость $q(x)$ представляет собой случайную функцию. Многочисленные результаты исследований геометрии микропрофилей дорог показывают, что функцию $q(x)$ можно считать стационарной и эргодической, а ординаты микропрофиля q подчиняются нормальному закону распределения.

Случайная функция воздействия $q(x)$ и возбуждаемые ею случайные колебательные процессы автомобиля $z_i(t)$ при отмеченных свойствах полностью определяются математическими ожиданиями, дисперсиями и корреляционными функциями.

Характеристика микропрофиля автомобильных дорог описывается корреляционной функцией вида [1—3] — формула 12, где σ_q^2 — дисперсия ординат неровностей микропрофиля дороги, м^2/с^4; A_1, A_2, A_3 — коэффициенты, характеризующие распределение дисперсии ординат между составляющими корреляционной функции; α_1, α_2, α_3 — параметры, характеризующие быстроту затухания корреляционной связи ординат микропрофиля, м$^{-1}$; β_2, β_3 — волновые частоты гармонических составляющих микропрофиля, м$^{-1}$; xs — аргумент корреляционной функции $xs = \Delta xn$; Δx — шаг дискретизации перемещения автомобиля, м; n — количество интервалов сдвига аргумента по пути x.

Оценка результатов проектирования базируется на определении зависимости критериев виброзащитных свойств подвески от изменения её параметров и сравнении их с предельными нормативными значениями. В качестве критериев используется комплекс показателей, в который входят: собственные частоты подрессоренных масс; максимальные их ускорения при движении автомобиля; средние квадратические значения ускорений (СКЗУ) масс; СКЗУ на сиденьях водителя и пассажиров в первых пяти октавных полосах частот; корректированные СКЗУ, учитывающие чувствительность органов человека к частотам вибраций в различных октавах [1, 5].

На основе функции $R_q(x_s)$ можно сформировать вектор случайной последовательности ординат микропрофиля $q_i(x)$, $i = \overline{1, N}$, где N — количество элементов вектора, либо функцию спектральной плотности ординат $G_q(\nu)$ [4].

Используя отдельные некоррелированные векторы $q_i(x)$ для описания воздействий на передние и задние колёса автомобиля в дифференциальных уравнениях 2 в процессе их интегрирования, определяют ординаты случайных процессов колебаний масс автомобиля и вычисляют искомые оценочные вероятностные характеристики. Такой подход к проектированию называют методом статистических испытаний. Он применим для любой вероятностной модели, как линейной, так и нелинейной, а также используется при экспериментальных исследованиях.

Если объектом проектирования или исследования является линейная колебательная система, тогда наиболее рационально использовать спектральный метод определения вероятностных оценок, позволяющий существенно сократить временные затраты. Используем этот метод для рассматриваемого примера подвески, математическая модель которой линейная и соответствует уравнениям системы 2.

Функция спектральной плотности ординат микропрофиля $G_q(\nu)$ связана с корреляционной функцией $R_q(x_s)$ преобразованием Фурье. Аргумент спектральной плотности — круговая частота ν, рад/с. Методика выполнения преобразования изложена в [2, 4]. Спектральная плотность характеризует распределение дисперсии ординат микропрофиля по частоте. Выражение спектральной плотности для корреляционной функции 12 имеет вид формулы 13, в которой единицей измерения параметров α_i^* и β_i^* является $с^{-1}$, что обусловлено аргументом функции $G_q(\nu)$. Для перехода от параметров α_i, β_i формулы 12 к параметрам α_i^*, β_i^* значения α_i, β_i необходимо умножить на скорость автомобиля $v_а$, м/с.

При определении критериев эффективности подвески автомобиля на основе спектрального метода необходимо располагать функциями спектральных плотностей ускорений подрессоренных масс. Эти функции связаны с функцией $G_q(\nu)$ амплитудно-частотными характеристиками, для определения которых необходимо получить передаточные функции колебательной системы автомобиля. Рассмотрим методику определения АЧХ.

Дифференциальные уравнения колебаний 2 линейные, к ним применимо преобразование Лапласа, посредством которого они превращаются в систему алгебраических уравнений, аргументом которых становится комплексная переменная $s = \alpha + j\nu$. Поскольку аргументом функции $G_q(\nu)$ является круговая частота ν, то под воздействием неровностей дороги в колебательной системе установятся вынужденные незатухающие колебания с переменными амплитудами, но с частотой внешнего воздействия ν. Поэтому для определения частотных характеристик этих колебаний заменим комплексную переменную s её мнимой составляющей $j\nu$. Необходимо также учесть соотношение 5 между функциями $q_1(t)$ и $q_2(t)$, переведя его в частотную область с аргументом ν, рад/с. Выполняемые преобразования приведены в [1]. В результате получено соотношение 14 между частотными характеристиками воздействий ординат микропрофиля на передние $Q_1(j\nu)$ и задние $Q_2(j\nu)$ колёса автомобиля.

В результате применения преобразования Лапласа к системе уравнений 2 с учётом соотношения 14 получаем искомую систему алгебраических уравнений 15, позволяющих определить частотные характеристики колебательной системы и установить зависимости амплитуд, скоростей и ускорений масс от частоты воздействия ν. Частотная характеристика $W_{zi}^q(j\nu)$ колебаний массы m_i определяется отношением частотной характеристики её перемещения $Z_i(j\nu)$ к частотной характеристике $Q(j\nu)$ воздействия $q(t)$ — формула 16.

Непосредственное вычисление частотных характеристик колебаний масс системы выполняется на основе выражения 17, в котором $\Delta(j\nu)$ — главный определитель системы уравнений 15; $\Delta_{zi}(j\nu)$ — определитель, у которого столбец коэффициентов при $Z_i(j\nu)$ заменён столбцом коэффициентов при $Q(j\nu)$.

Для вычисления главного определителя $\Delta(j\nu)$ используется матрица коэффициентов при частотных характеристиках колебаний масс системы $Z_{нi}(j\nu)$, $Z_{пi}(j\nu)$, $Z_ч(j\nu)$ в системе уравнений 15. В рассматриваемом примере эта матрица имеет вид 18. Элементы a_{ik} матрицы A — комплексные числа. Например, a_{11} представляет собой, согласно уравнениям 15, коэффициент при $Z_{н1}(j\nu)$ — формула 19, где $(c_{ш1} + c_{р1} - m_{н1}\nu^2)$ — вещественная часть элемента, а $(\mu_{ш1} + \mu_{р1})\nu$ — мнимая.

Составим матрицу $B_{zп1}$, предназначенную для вычисления определителя $\Delta z_{п1}(j\nu)$, соответствующего частотной характеристике колебаний подрессоренной массы $m_{п1}$. Для этого в матрице A заменим столбец коэффициентов при $Z_{п1}(j\nu)$, т. е. третий столбец, вектор-столбцом B_q коэффициентов при внешних воздействиях $Q(j\nu)$ (формула 20).

В рассматриваемом примере $b_{q1} = c_{ш1} + j\mu_{ш1}\nu$; $b_{q2}[c_{ш2}\cos(\nu\tau) + m_{ш2}\nu\sin(\nu\tau) - j[c_{ш2}\sin(\nu\tau) - \mu_{ш2}\nu\cos(\nu\tau)]$; $b_{q3} = b_{q4} = b_{q5} = 0$, а матрица $B_{zп1}$ имеет вид 21. Вычислив определители матриц A и $B_{zп1}$, искомую частотную характеристику $W_{zп1}^q(j\nu)$ определим из соотношения 22, где $\Delta z_{п1}(j\nu)$ — определитель матрицы $B_{zп1}$; $\Delta(j\nu)$ — определитель матрицы A.

Частотную характеристику $W_{zп1}^q(j\nu)$ представим в виде формулы 23, в которой $U_{zп1}(\nu)$— вещественная часть частотной характеристики $W_{zп1}^q(j\nu)$; $V_{zп1}(\nu)$— мнимая её часть.

АЧХ колебаний любой массы динамической системы $A_{zi}^q(\nu)$представляет собой модуль её частотной характеристики $|W_{zi}^q(j\nu)|$, а её значения определяются из выражения 24. АЧХ ускорений i-й массы динамической системы $A_{\ddot{z}i}^q(\nu)$— из соотношения 25.

Центр масс кузова автомобиля (точка C на рис. 1) воспринимает амплитуды колебаний $z_{п1}$ и $z_{п2}$ подрессоренных масс $m_{п1}$ и $m_{п2}$ посредством безынерционного рычага AB. Следовательно, АЧХ центра масс кузова $A_z^q(\nu)$зависит непосредственно от АЧХ этих масс и вычисляется из соотношения 26.

На рис. 3, *а* представлены графики АЧХ вертикальных перемещений центра масс кузова исследуемого автомобиля полной массы $A_{z\text{пм}}^q(\omega)$ и снаряжённого автомобиля $A_{z\text{сн}}^q(\omega)$, а на рис. 3, *в* — АЧХ перемещений сиденья водителя $A_{z\text{впм}}^q(\omega)$ и $A_{z\text{всн}}^q(\omega)$ при тех же условиях. Амплитудно-частотные характеристики ускорений $A_{\ddot{z}\text{пм}}^q(\omega)$, $A_{\ddot{z}\text{сн}}^q(\omega)$, $A_{\ddot{z}\text{впм}}^q(\omega)$, $A_{\ddot{z}\text{всн}}^q(\omega)$ для этих же условий приведены на рис. 3, *б* и *г* соответственно.

При построении графиков здесь и далее используется частота ω, Гц, а при вычислениях по формулам — частота ν, рад/с. Соотношение между ними: $\omega = \nu/(2\pi)$.

Максимальные значения АЧХ перемещений соответствуют низшей резонансной частоте. Их используют для оценки возможности возникновения пробоя подвески. Максимальные значения АЧХ ускорений могут оказаться при второй резонансной частоте, как на рис. 3, *б* для центра масс кузова. Однако при этом перемещения кузова незначительны. Происходит лишь высокочастотная вибрация кузова, которая, как видно из рис. 3, *г*, также ощущается водителем и создаёт дискомфортные условия его работы.

Максимальное перемещение $z_{i\max}$, м, и максимальное ускорение $\ddot{z}_{i\max}$, м/с^2, i-й массы определяются по формулам 27 и 28 соответственно. Максимально

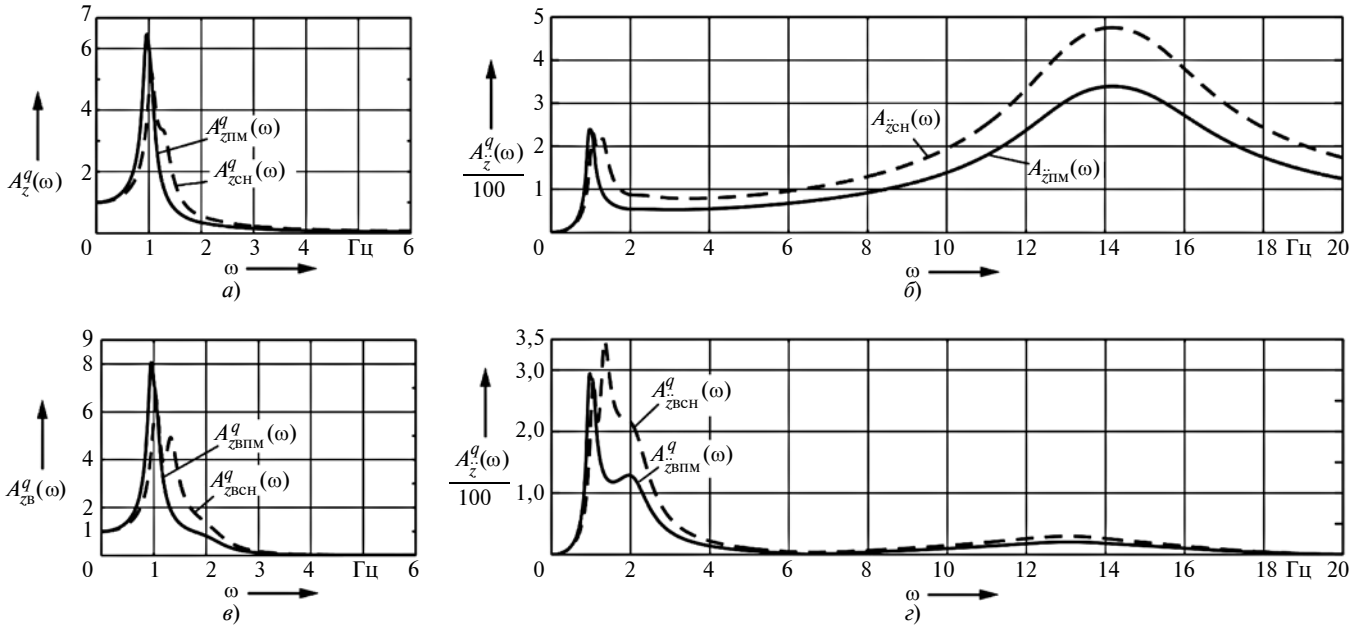


Рис. 3

допустимое значение ускорения человека составляет $0{,}4g$, м/с^2.

Испытания автомобилей по оценке виброзащитных свойств проводятся на специальных профилированных дорогах автомобильных полигонов, обеспечивающих создание соответствующих вибрационных нагрузок, оцениваемых функциями спектральных плотностей ординат микропрофилей [2]. На Дмитровском автополигоне (Центр испытаний НАМИ) предусмотрены три типовых испытательных участка дорог, для которых установлены режимы движения автомобиля, определены СКЗ ординат неровностей и указаны предельные корректированные значения СКЗУ для всех типов автомобилей. Так, для легковых автомобилей они составляют 0,8; 1,1 и 2,0 м/с^2; для грузовых 1,0; 1,5 и 2,3 м/с^2, соответственно упомянутым типовым участкам дорог [5, 6].

Учитывая изложенную информацию о нормативных условиях проведения испытаний, при моделировании виброзащитной системы исследуемого легкового автомобиля были выбраны два варианта дорог: асфальтобетонное шоссе с параметрами корреляционной функции (см. формулу 11) $\sigma_q = 0{,}01$ м/с^2; $A_1 = 0{,}8$; $A_2 = 0{,}15$; $A_3 = 0{,}05$; $\alpha_1 = 0{,}2$; $\alpha_2 = 0{,}05$; $\alpha_3 = 0{,}05$ м$^{-1}$; $\beta_2 = 0{,}6$; $\beta_3 = 1{,}8$ м$^{-1}$; и шоссе с изношенным бетонным покрытием: $\sigma_q = 0{,}0195$ м/с^2; $A_1 = 0{,}75$; $A_2 = 0{,}15$; $A_3 = 0{,}10$; $\alpha_1 = 0{,}6$; $\alpha_2 = 0{,}12$; $\alpha_3 = 0{,}35$ м$^{-1}$; $\beta_2 = 1{,}2$; $\beta_3 = 4{,}5$ м$^{-1}$. Скорость движения для первого варианта принята $v_a = 120$ км/ч, а для второго — $v_a = 60$ км/ч. Это предельные максимальные значения, предусмотренные методикой проведения испытаний на первом и втором участках дорог полигона.

График спектральной плотности ординат микропрофиля асфальтобетонного шоссе $G_q(\omega)$ изображён на рис. 4, *а*. Спектральную плотность ускорений масс виброзащитной системы вычисляют по формуле 29. На рис. 4, *б* представлены графики спектральных плотностей ускорений центра масс кузова автомобиля полной массы $G^q_{\ddot{z}\text{ПМ}}(\omega)$ и снаряжённого автомобиля $G^q_{\ddot{z}\text{СН}}(\omega)$, а на рис. 4, *в* — ускорений сиденья водителя $G^q_{\ddot{z}\text{ВПМ}}(\omega)$ и $G^q_{\ddot{z}\text{ВСН}}(\omega)$ при тех же условиях.

На рис. 5, *а—в* изображены графики спектральных плотностей тех же процессов, полученные при моделировании движения автомобиля по дороге с изношенным бетонным покрытием. В этом случае спектральные плотности $G^q_{\ddot{z}}(\omega)$, а следовательно, и дисперсии ускорений кузова и сиденья значительно выше, чем при движении по асфальтобетонному шоссе с хорошим качеством покрытия (рис. 4, *а—в*), что обусловлено более низкими значениями дисперсии орди-

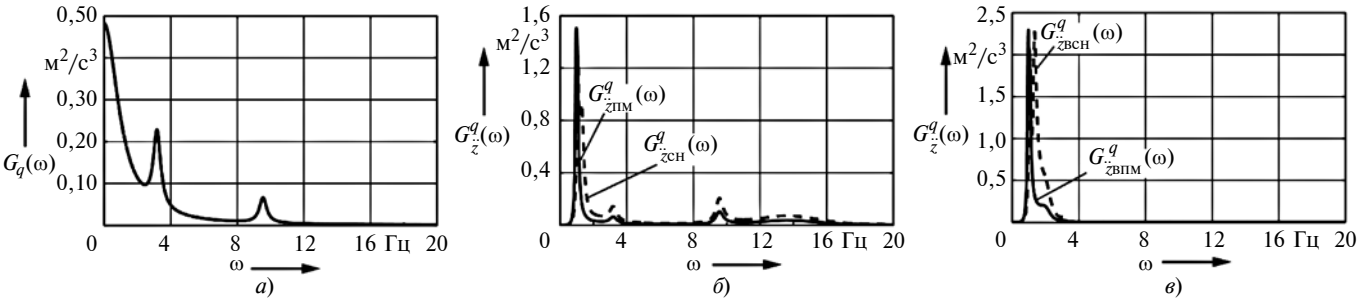


Рис. 4

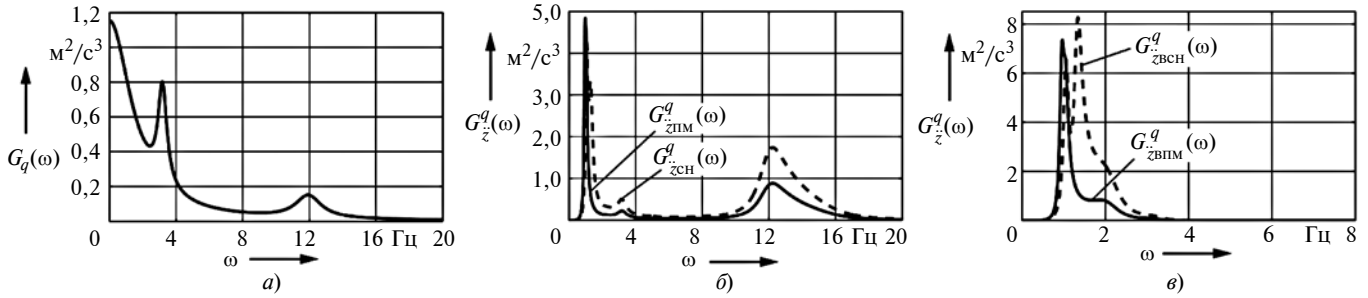


Рис. 5

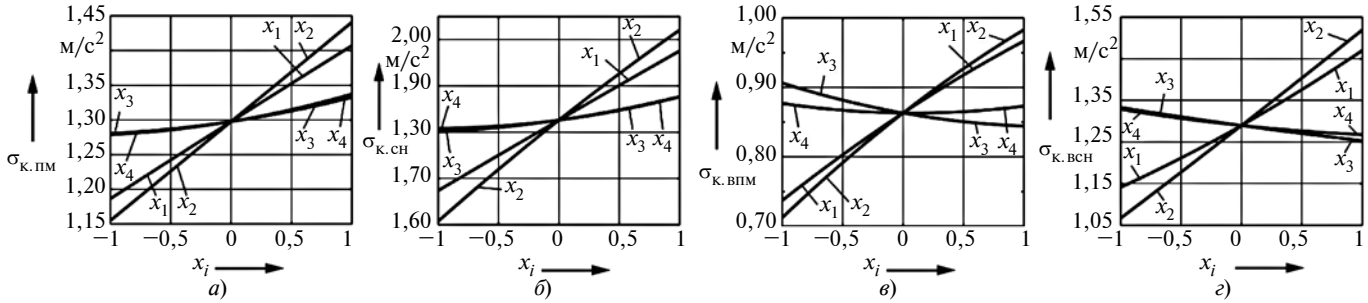


Рис. 6

нат микропрофиля, распределение которых по частоте ω характеризуется функцией $G_q(\omega)$.

Графики на рис. 3, 4 и 5 соответствуют исходным параметрам системы подрессоривания исследуемого легкового автомобиля. Однако основная цель исследования заключается в оценке влияния параметров системы на показатели эффективности виброзащиты человека и механизмов автомобиля и в последующей оптимизации параметров. Для достижения этой цели проводились вычислительные эксперименты с варьированием коэффициентов жёсткости передних и задних рессор c_{p1}, c_{p2} и коэффициентов демпфирования амортизаторов μ_{p1}, μ_{p2} на основе теории планирования эксперимента, позволившие получить регрессионные зависимости между показателями эффективности (функциями отклика) и параметрами (факторами) [4]. В качестве функций отклика были приняты корректированные СКЗУ центра масс кузова $\sigma_к$ и сиденья водителя $\sigma_{кв}$, а также АЧХ перемещений этих масс автомобиля полной массы и снаряжённого автомобиля.

Наибольшая чувствительность человека к вибрациям при вертикальных колебаниях имеет место в 3-й и 4-й октавных полосах частот, в которых $k_i = 1$, а средние геометрические значения частот в этих октавах 4 и 8 Гц соответственно. Полный диапазон частот при этом составляет 2,8...11,2 Гц. Значения виброускорений в этих октавах не должны превышать 0,57 и 0,60 м/с^2 соответственно. Корректированные по частоте СКЗУ $\sigma_к$ определяются по формуле 30 [1].

На рис. 6, *а* показаны графики зависимостей корректированных СКЗУ центра масс кузова автомобиля полной массы $\sigma_{к.пм}$, а на рис. 6, *б* — снаряжённого автомобиля $\sigma_{к.сн}$ в зависимости от нормированных значений факторов x_i при движении по асфальтобетонному шоссе. На рис. 6, *в* и *г* представлены графики СКЗУ водителя $\sigma_{к.впм}$ и $\sigma_{к.всн}$, полученные при тех же условиях, что и графики $\sigma_{к.пм}$ и $\sigma_{к.сн}$. Для получения этих функций отклика использован полином второго порядка [4]. На графиках x_i — нормированные значения факторов, при этом x_1 соответствует c_{p1}, x_2 — c_{p2}, x_3 — μ_{p1}, x_4 — μ_{p2}.

Аналогичные графики, представленные на рис. 7, *а—г*, получены для движения автомобиля по шоссе с изношенным бетонным покрытием. Сравнение их с графиками, представленными на рис. 6, *а—г*, показывает, что наибольшее влияние на величину СКЗУ оказывает дисперсия ординат микропрофиля дороги σ_q^2, характеризующая неровности дорожного покрытия. Из приведённых на рис. 6 и 7 графиков также следует, что жёсткость рессор оказывает значительно большее влияние на вибронагружённость, чем демпфирование амортизаторов.

На рис. 8, *а—г* приведены графики зависимостей максимальных значений АЧХ вертикальных перемещений центра масс и сиденья водителя на резонансных режимах колебаний от нормированных значений факторов, полученные для тех же условий, что и графики на рис. 6. Приняты следующие обозначения: $A^q_{\ddot{z}пм}$ и $A^q_{\ddot{z}сн}$ — АЧХ центра масс кузова автомобиля полной массы и снаряжённого автомобиля соответственно; $A^q_{\ddot{z}впм}$ и $A^q_{\ddot{z}всн}$ — АЧХ сиденья водителя.

Значения АЧХ перемещений на резонансных режимах колебаний позволяют прогнозировать возможность возникновения пробоя подвески в данных дорожных условиях. Как видно из полученных графиков на рис. 8, *а—г*, на максимальные амплитуды перемещений амортизаторы оказывают большее влияние, чем рессоры.

На основе проведённых экспериментов получены уравнения регрессий, связывающие принятые функции отклика $\sigma_{к.пм}$, $\sigma_{к.впм}$ для автомобиля полной массы и

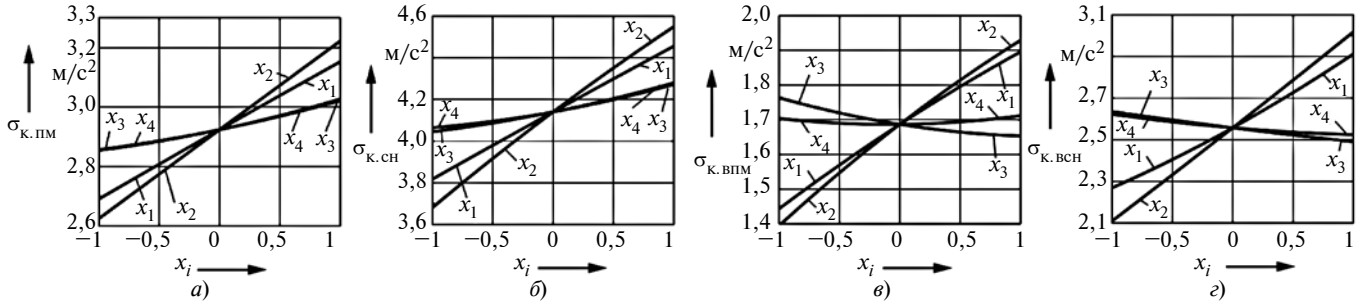


Рис. 7

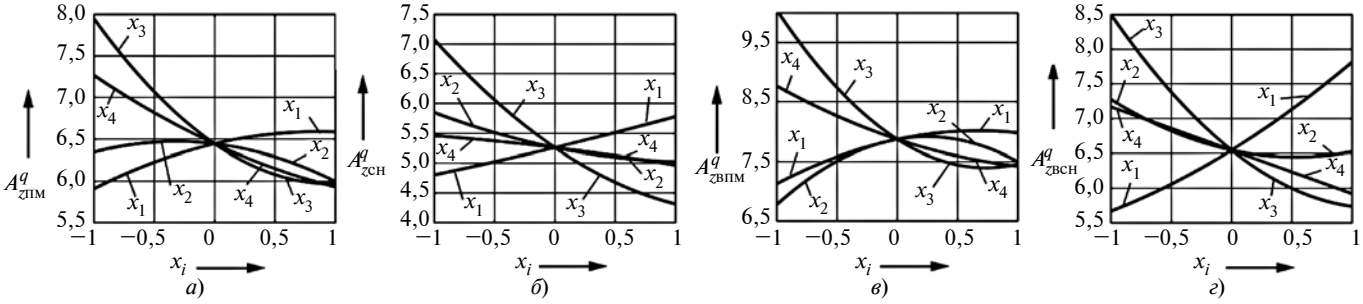


Рис. 8

$\sigma_{к.сн}$, $\sigma_{к.всн}$ снаряжённого автомобиля с варьируемыми параметрами подвески c_{p1}, c_{p2}, μ_{p1}, μ_{p2}. Принимая функции отклика $\sigma_{кi}$ в качестве критериев оптимальности виброзащитной системы, определяли оптимальные параметры подвески. Для решения задачи оптимизации использована стратегия минимакса [4]. Целевая функция, согласно этой стратегии, формируется по выражению 31, в котором: $\vec{X} = (x_1, x_2, x_3, x_4)$ — вектор нормированных факторов; $y_j(\vec{X})$ — j-й критерий оптимальности; $y_{j\min}$, $y_{j\max}$ — минимальное и максимальное значения j-го критерия, достигаемые в области варьирования факторов $\vec{X}$ в процессе эксперимента (определяются по графикам на рис. 5 или 6); $y_{j\text{extr}}$ — экстремальное значение j-го критерия (при минимизации критерия $y_j(\vec{X})$ принимается $y_{j\text{extr}} = y_{j\min}$, а при максимизации — $y_{j\text{extr}} = y_{j\max}$).

Целевая функция 28 подлежит минимизации. Она позволяет обеспечить максимальное приближение всех критериев $\sigma_{кj} = y_j(\vec{X})$ к их экстремальным значениям и реализует стратегию минимакса. Коэффициенты веса c_j позволяют учесть значимость критериев.

В табл. 2 и 3 приведены результаты оптимизации параметров подвески применительно к условиям движения автомобиля на асфальтобетонном шоссе, а в табл. 4 и 5 — на шоссе с изношенным бетонным покрытием при принятых параметрах корреляционной функции 11. Варьировалась значимость критериев для различных состояний автомобиля (полная масса и снаряжённая), а также выполнялась оптимизация только по критериям $\sigma_{к.пм}$, $\sigma_{к.впм}$ или по критериям $\sigma_{к.сн}$, $\sigma_{к.всн}$.

При движении на асфальтобетонном шоссе наилучшие показатели получены при оптимизации параметров только по критериям $\sigma_{к.впм}$ и $\sigma_{к.всн}$, т. е. по минимуму СКЗУ сиденья водителя (см. табл. 2, вариант № 2). Для автомобиля полной массы значение $\sigma_{к.впм}$ снизилось на 22,0 %, а $\sigma_{к.пм}$ на 13,5 %, а для снаряжённого автомобиля соответственно на 20,4 % и на 13,6 %. Эти показатели достигаются путем снижения жёсткости передней рессоры c_{p1} на 21,8 %, а задней — на 14,3 %, а также при увеличении коэффициента демпфирова-

Таблица 2

№	Наименование параметра	Значения СКЗУ $\sigma_{кj}$ центра масс и сиденья водителя автомобиля			
		при полной массе		при снаряжённой массе	
		центр масс	сиденье водителя	центр масс	сиденье водителя
1	Значение критерия $\sigma_к$	1,15063	0,71554	1,61316	1,06067
	Коэффициент значимости	0,25	0,25	0,25	0,25
2	Значение критерия $\sigma_к$	1,14282	0,712002	1,60742	1,06703
	Коэффициент значимости	0	0,5	0	0,5
3	Значение критерия $\sigma_к$	1,15491	0,716482	1,60714	1,07205
	Коэффициент значимости	0,5	0	0,5	0
4	Значение критерия $\sigma_к$	1,15503	0,712067	1,61971	1,05486
	Коэффициент значимости	0,5	0,5	0	0
5	Значение критерия $\sigma_к$	1,14643	0,719603	1,60701	1,06703
	Коэффициент значимости	0	0	0,5	0,5
6	Значение критерия $\sigma_к$ при исходных параметрах подвески	1,2975	0,86841	1,8265	1,2844

Таблица 3

№	Вид представления оптимального значения параметра	Оптимальные значения параметров подвески автомобиля			
		Коэффициент жёсткости рессоры, c_{pi}, Н/м		Коэффициент сопротивления амортизатора, γ_{pi} (б/р)	
		передней	задней	переднего	заднего
1	Нормированное	−0,4939	−0,6594	0,0843	0,0018
	Натуральное	28 926	35 493	0,3084	0,3002
2	Нормированное	−0,7172	−0,4996	0,1381	−0,2334
	Натуральное	27 083	37 192	0,3138	0,2767
3	Нормированное	0,0008	−1,0000	−0,1053	0,0641
	Натуральное	33 006	31 875	0,2895	0,3064
4	Нормированное	−0,5153	−0,6514	0,2069	0,0513
	Натуральное	28 749	35 579	0,3207	0,3051
5	Нормированное	−0,4782	−0,6630	−0,0431	−0,0479
	Натуральное	29 055	35 456	0,2957	0,2952
6	Исходное нормированное	0	0	0	0
	Исходное натуральное	33 000	42 500	0,3	0,3

Таблица 4

№	Наименование параметра	Значения СКЗУ σ_{kj} центра масс и сиденья водителя автомобиля			
		при полной массе		при снаряжённой массе	
		центр масс	сиденье водителя	центр масс	сиденье водителя
1	Значение критерия $\sigma_к$	2,61668	1,39829	3,6923	2,10335
	Коэффициент значимости	0,25	0,25	0,25	0,25
2	Значение критерия $\sigma_к$	2,61131	1,39501	3,69091	2,10998
	Коэффициент значимости	0	0,5	0	0,5
3	Значение критерия $\sigma_к$	2,62478	1,3987	3,68037	2,10955
	Коэффициент значимости	0,5	0	0,5	0
4	Значение критерия $\sigma_к$	2,62501	1,39502	3,70498	2,09898
	Коэффициент значимости	0,5	0,5	0	0
5	Значение критерия $\sigma_к$	2,60819	1,40267	3,68001	2,1100
	Коэффициент значимости	0	0	0,5	0,5
6	Значение критерия $\sigma_к$ при исходных параметрах подвески	2,9234	1,6961	4,1411	2,5477

ния переднего амортизатора μ_{p1} на 4,6 % и снижении μ_{p2} на 8,4 % (см. табл. 3). При этом выполняются требования по виброзащите водителя [6].

При движении по шоссе с изношенным бетонным покрытием также наилучший результат получается при оптимизации по критерию минимума СКЗУ сиденья водителя (см. табл. 4, вариант № 2), но для снаряженного автомобиля $\sigma_{к.всн}$ достигает значения 2,1 м/с^2 при допустимом 2,0 м/с^2. Параметры подвески в этом случае необходимо корректировать примерно в тех же пределах, что и в предыдущем (см. табл. 5).

Более детальная оценка виброзащиты человека может быть получена при определении значений СКЗУ в октавных полосах частот [1]. Различные органы человека получают наибольшие повреждения в конкретных диапазонах частот. Для дифференцированного учёта неблагоприятных воздействий вибраций на организм человека используются весовые коэффициенты чувствительности к вибрациям в различных октавных полосах частот k_i (см. формулу (29)). Санитарные нормы показателей вибрационной нагрузки регламентированы ГОСТ 12.1.012—90.

На рис. 9, *а* приведены графики вертикальных виброускорений на сиденье водителя в октавных полосах при движении автомобиля по асфальтобетонному шоссе с исходными параметрами подвески. Допускаемые значения виброускорений при 8-часовой работе отображены графиком $\sigma_{\ddot{z}доп}$. Сплошная линия $\sigma_{\ddot{z}пм}$ соответствует автомобилю полной массы, штриховая $\sigma_{\ddot{z}сн}$ — снаряжённому автомобилю. Во второй октавной полосе значение СКЗУ для снаряжённого автомобиля немного превышает допускаемую величину. Графики СКЗУ при оптимальных параметрах подвески

Таблица 5

№	Вид представления оптимального значения параметра	Оптимальные значения параметров подвески автомобиля			
		Коэффициент жёсткости рессоры, c_{pi}, Н/м		Коэффициент сопротивления амортизатора, γ_{pi} (б/р)	
		передней	задней	переднего	заднего
1	Нормированное	−0,4889	−0,6616	0,0711	−0,0071
	Натуральное	28 966	35 470	0,3071	0,2993
2	Нормированное	−0,6144	−0,5658	0,1177	−0,1001
	Натуральное	27 931	36 488	0,3118	0,2900
3	Нормированное	−0,0298	−1,0	−0,0914	0,1323
	Натуральное	32 754	31 875	0,2909	0,3132
4	Нормированное	−0,5147	−0,6443	0,1504	0,0107
	Натуральное	28 756	35 654	0,3150	0,3011
5	Нормированное	−0,4739	−0,6684	−0,0129	−0,0319
	Натуральное	29 091	35 398	0,2987	0,2968
6	Исходное нормированное	0	0	0	0
	Исходное натуральное	33 000	42 500	0,3	0,3

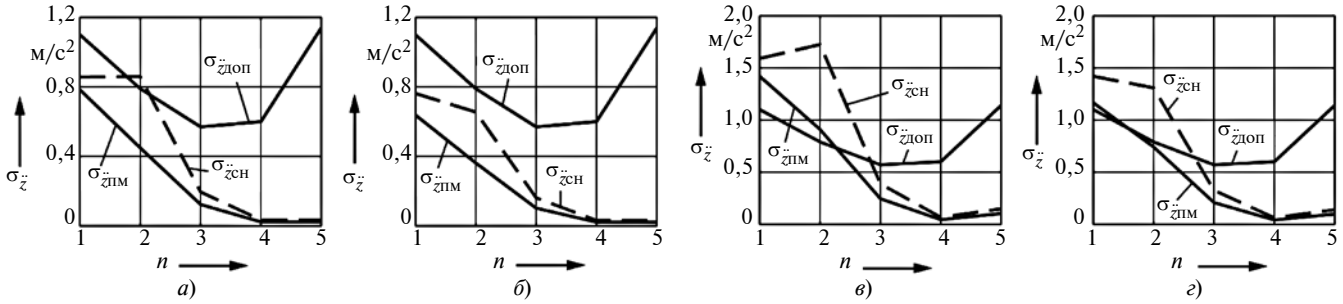


Рис. 9

представлены на рис. 9, *б*. Вибрационные нагрузки в этом случае существенно меньше предельных допускаемых значений.

На рис. 9, *в* и *г* показаны графики, полученные для движения по шоссе с изношенным бетонным покрытием при исходных (*в*) и оптимальных (*г*) параметрах подвески. Вибронагрузка человека в данном случае значительно выше, чем при движении по шоссе с высоким качеством покрытия, а в первой и второй октавных полосах частот существенно превышает допустимые значения, особенно в снаряжённом состоянии автомобиля.

Приведённый пример результатов функционального проектирования виброзащитной системы легкового автомобиля показывает эффективность применения предложенной методики определения и оптимизации параметров подвески. Эта методика позволяет определить параметры упругих и диссипативных элементов подвески кузова (рессор и амортизаторов), а также параметров сидений водителя и пассажиров, обеспечивающие высокие показатели виброзащиты при использовании автомобиля в различных дорожных условиях.

Литература

1. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В.П. Тарасик. — СПб.: БХВ-Петербург, 2006. — 478 с.
2. Яценко Н.Н. Форсированные полигонные испытания грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко. — М.: Машиностроение, 1984. — 328 с.
3. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р.В. Ротенберг. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.
4. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: учебник / В.П. Тарасик. — Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2017. — 592 с.
5. Кравец В.Н. Проектирование автомобиля / В.Н. Кравец. — Нижний Новгород: 1992. — 230 с.
6. Законодательные и потребительские требования к автомобилям / В.Н. Кравец, Е.В. Горинин. — Нижний Новгород: 2000. — 400 с.

УДК 621.372.22

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ ЗАЖИГАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ ДЛЯ АДАПТАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ

Канд. техн. наук **ПЕТРОВСКИЙ С.В.**
Самарский ГТУ (petrovski@rambler.ru)

На специальном диагностическом оборудовании проведены экспериментальные исследования характеристик системы зажигания автомобилей с измерением высокого напряжения на катушке и в свече системы зажигания. Цель работы — улучшение работы системы, в том числе при помощи математического моделирования.

Ключевые слова: *временные диаграммы, электромагнитная помеха, электромагнитная совместимость, система зажигания, математическое моделирование.*

Petrovsky S.V.

EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF CHARACTERISTICS OF THE IGNITION SYSTEM OF AUTOMOBILES FOR ADAPTATION OF MATHEMATICAL MODELS

In this work on the special diagnostic equipment, experimental studies of the characteristics of the car ignition system were carried out, which allowed to measure high voltage on the coil and in the spark plug of the ignition system to improve its operation, including by means of mathematical modelling.

Keywords: *time diagrams, electromagnetic interference, electromagnetic compatibility, ignition system, mathematical modeling.*

Для того чтобы иметь возможность улучшать параметры работы двигателей за счёт оптимизации системы зажигания, необходимы измерения характеристик этой системы. Это и было реализовано в ходе данной работы для подтверждения достоверности построенных математических моделей.

Основные результаты были получены при помощи многофункциональной платы АЦП L-783 с разрядностью 12 бит и тактовой частотой 3 МГц, установленной в персональный компьютер. Исследования производились на стенде, моделирующем работу системы зажигания марки СПЗ-16, а также на реальных автомобилях марок ВАЗ 11176 и ВАЗ 2170. Плата имеет 16 каналов ввод/вывод, из которых в ходе эксперимента использовалось только три — пропускная способность установки, таким образом, была около 1 МГц на канал. Для измерения высокого напряжения использовался делитель напряжения, через который многофункциональная плата АЦП L-783 подключалась к вторичной цепи системы зажигания (рис. 1—2).

В ходе экспериментальных исследований были изучены временные диаграммы напряжения на свече зажигания $u_{св}(t)$ и на вторичной обмотке катушки зажигания $u_{2m}(t)$ от времени, а также тока разряда $i_р(t)$, проходящего через свечу зажигания, от времени.

Учитывая, что любая неисправность в системе зажигания оказывает влияние на форму и параметры импульса высокого напряжения во вторичной цепи

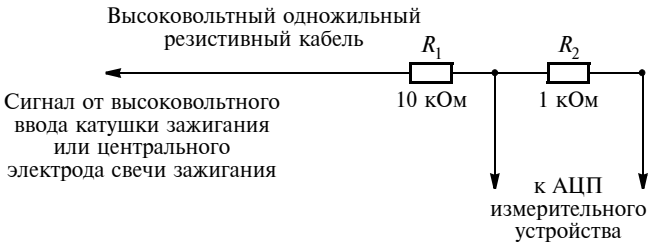


Рис. 1. Схема измерения напряжений на свече и катушке зажигания

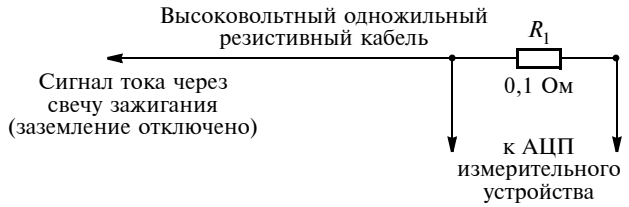


Рис. 2. Схема измерения тока через свечу зажигания

системы зажигания, снятие и анализ осциллограмм высокого напряжения позволяет комплексно диагностировать систему зажигания в целом. Поэтому если знать нормальные параметры импульса зажигания и получить осциллограммы типовых неисправностей, то при анализе конкретной осциллограммы высокого напряжения можно опытным путём выявить неисправности исследуемой системы зажигания достаточно быстро и надёжно [5—7].

Одним из дублирующих устройств, используемых для измерения высокого напряжения при помощи делителя напряжения, была звуковая карта *"Sound Blaster 16"*, подключавшаяся к персональному компьютеру. Данная плата является стандартным мультимедийным компонентом современных компьютеров и предназначена для записи и воспроизведения звуковых сигналов в диапазоне от долей герца до 50 кГц. Она применяется как удобная и недорогая система сбора и обработки данных, работая в качестве двухканального запоминающего осциллографа.

Канал памяти звуковой карты включает: АЦП, цифровой интерфейс, программный усилитель, коммутатор, и систему управления. Основные технические характеристики АЦП — его разрядность и максимальная частота дискретизации. Для звуковых карт этого типа они стандартны и составляют 16-, 18- или 20-битную разрядность и 44,1 или 48 кГц максимальную частоту дискредитации.

Однако применение звуковой карты в качестве осциллографа имеет несколько недостатков: нет возможности для точной количественной оценки амплитуды входного сигнала; имеется возможность регистрировать сигналы только переменного тока, частотой от долей герца до 50 кГц (этого, тем не менее, в нашем случае вполне достаточно для получения качественной картины); в момент включения и переключения сигналов в АЦП переходный процесс на входе карты искажает форму исходного сигнала.

При этом большим преимуществом звуковой карты являются отсутствие проблем, связанных с эффектом наложения частот.

Ввиду того, что нет возможности точной количественной оценки амплитуды входного сигнала, звуковая карта используется здесь только как аппарат качественной оценки параметров вторичной цепи системы зажигания. Для сравнения и подтверждения правильности указанных характеристик, для точной количественной оценки указанных параметров используется многофункциональная плата АЦП L-783, описанная ранее.

Следует отметить, что основной целью описываемого в данном разделе эксперимента является сравнение результатов эмпирических исследований, полученных в ходе проведения эксперимента, с моделируемыми математически. Сделано это для того, чтобы затем проводить диагностику уровня электромагнитных помех на основе эмпирических данных.

Сами испытания проводятся следующим образом: от автомобиля ВАЗ 11176 поочередно, как от высоковольтного ввода катушки зажигания, так и от одной из свечей зажигания, через делитель напряжения (10 000:1) на АЦП платы L-783 (или звуковой карты) поступает аналоговый сигнал. Этот сигнал уже с помощью указанной многофункциональной платы представляется в цифровом виде и записывается в файл, обработка которого осуществляется специальным редактором, прилагаемым к данной карте, для представления входного сигнала в виде графика или спектра.

Полученные экспериментальные временные диаграммы представлены на рис. 3 и 4. При помощи этих кривых можно судить о неисправностях в системе зажигания в целях их последующего устранения [2, 3, 8, 10, 11].

Помимо этого, в микропроцессорных системах зажигания ток накопления коммутируется транзистором или тиристором, и поэтому дугогасительный конденсатор не применяется, а в качестве ёмкости колебательного контура выступает межвитковая ёмкость катушки. В случае неисправности изоляции катушки зажигания, паразитный искровой разряд между её витками отбирает часть энергии у полезного разряда в искровом зазоре свечи зажигания. С увеличением нагрузки на двигатель доля отбираемой энергии искрового разряда увеличивается. Кроме того, существенно снижается и максимально возможное выходное напряжение, развиваемое катушкой зажигания [7—10].

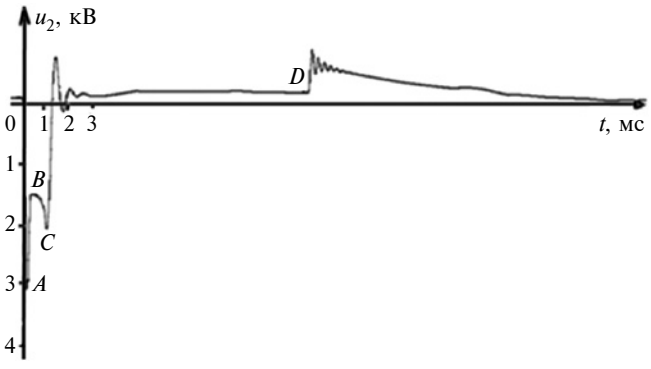


Рис. 3. Временная диаграмма напряжения на высоковольтном вводе катушки

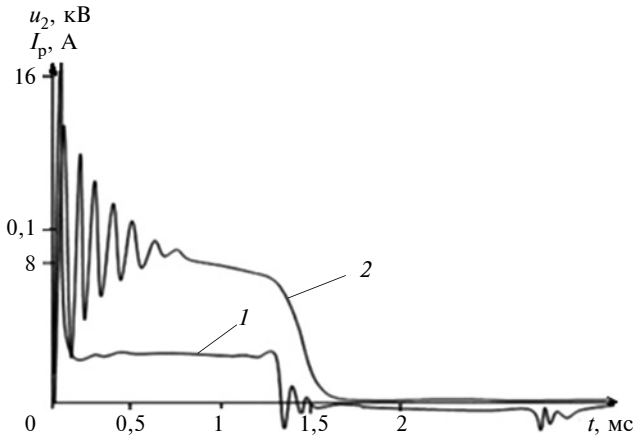


Рис. 4. Экспериментальные временные диаграммы напряжения на свече зажигания (1) и тока через электроды свечи зажигания (2)

Кроме того, у высоковольтного провода сопротивление может быть увеличенным вследствие окисления его контактов, старения или выгорания проводящего слоя высоковольтного провода либо вследствие применения высоковольтного провода слишком большой длины [4, 6, 9].

Получив эталонные кривые, можно диагностировать некоторые неисправности в системе зажигания и косвенно диагностировать увеличение уровня электромагнитных помех: например, повышенный зазор в свече зажигания наиболее вероятно приведёт к резкому усилению помех. Кроме того, из рис. 3—4 видно, что напряжение на свече $U_{св}(t)$ не соответствует напряжению на катушке зажигания $U_{2m}(t)$, что важно при анализе процессов в системе зажигания по следующим двум причинам. Во-первых, переходные процессы в свече и в катушке зажигания имеют отличия, что даёт возможность связать работу катушки зажигания по параметру времени накопления заряда с разрядными процессами в свече зажигания для последующей диагностики неисправностей в них [6, 8]. Во-вторых, многофункциональная плата L-783, совместно со встроенным графическим редактором, способна фиксировать несоответствие измеряемых величин с требуемой точностью, фактически представляя собой рабочий аппарат эмпирического исследования дуговых процессов в системе зажигания автомобилей.

При проведении эмпирических исследований дуговых процессов в системе зажигания и выявления определённых специфических особенностей её работы, целесообразно рассмотреть вопросы математического моделирования дуговых процессов в свече зажигания, что в комбинации с эмпирическими данными может упростить оценку уровня электромагнитных помех от системы зажигания для обеспечения её электромагнитной совместимости с бортовыми системами автомобиля.

Для рассмотрения математического моделирования дуговых процессов в свече зажигания учтём тот факт, что нам известен ряд динамических моделей, основанных на различных представлениях механизма переноса энергии в стволе дуги [7, 10]. В данной работе рассмотрены три наиболее распространённые на практике модели дугообразования и проведено их сравнение с экспериментальными данными. При этом, подобрав наиболее подходящий для системы зажигания тип математической модели, можно будет его использовать и для построения новой модели оценки уровня электромагнитных помех. Делается это для того, чтобы можно было создать систему с динамической настойкой параметров для реальных систем, базирующихся на предложенной и апробированной модели возникающих от системы зажигания электромагнитных помех.

Математическое описание модели Майра получено из рассмотрения процессов в дуге при допущении, что рассеивание тепловой энергии в радиальном направлении обусловлено только теплопроводностью. Этот подход базируется на предположении термической ионизации и постоянства диаметра ствола дуги в переходном режиме. Иными словами, мощность, выделяющаяся в дуге, постоянна и не зависит от изменения тока, а с током изменяется температура дуги [7]. Таким образом, модель Майра может быть получена при условии $F(Q) = g_0 e^{Q/Q_0}$, $P = P_0 = \text{const}$, где g_0, Q_0, P_0 — постоянные, что ведёт к следующей форме результирующей модели дуги: $\frac{\Theta}{g}\frac{dg}{dt} = \frac{ui}{P_0} - 1$. Учитывая, что $\Theta = Q_0/P_0$, $g = i/u$, а $du_{c_i}/dt = i/c_i$, уравнение $\frac{1}{g}\frac{dg}{dt} = \frac{1}{F(Q)}\frac{dF(Q)}{dQ}(ui - P)$ в параметрах U и I, можно записать [7] в следующем виде: $\frac{1}{i}\frac{di}{dt} - \frac{1}{u}\frac{du_c}{dt} = \frac{1}{\Theta}\left(\frac{ui}{P_0} - 1\right)$.

Математическое описание процессов дугообразования на основании модели Касси получено в предположении, что в процессе охлаждения продольно обдуваемой дуги преобладает конвекционный отвод тепла, пропорциональный сечению дуги, при фиксированной температуре в пространстве и времени. Иными словами, этот анализ основан на предположении, что температура в стволе дуги постоянна и не зависит от тока, в то время как мощность в стволе дуги изменяется с током [7]. В результате таких предположений была получена альтернативная модель дуги в следующей форме: $\frac{\Theta}{g}\frac{dg}{dt} = \left(\frac{u}{u_0}\right)^2 - 1$. По аналогии с предыдущим случаем в параметрах U и I последнее уравнение можно записать как: $\frac{1}{i}\frac{di}{dt} - \frac{1}{u}\frac{du_c}{dt} = \frac{1}{\Theta}\left[\left(\frac{u}{u_0}\right)^2 - 1\right]$, где u_0 — напряжение на дуге в установившемся режиме.

В качестве исходного уравнения для адаптивного моделирования дуги на основе модели Новикова [7] вводится уравнение вида: $B_1\frac{dg}{dt} + B_2\frac{1}{g}\frac{dg}{dt} + B_3\frac{d(ui)}{dt} = ui - B_4 - gB_5$, где $B_1 = \Psi$, $B_2 = Q$, $B_3 = \alpha$, $B_4 = P$, $B_5 = K$ — параметры дуги. При этом динамические свойства дуги определяются коэффициентами, а статическая вольтамперная характеристика имеет следую-

щий вид: $ui - P - gK$, где u, i, g соответственно напряжение, ток и проводимость; P, K — коэффициенты.

Выбранная структура удовлетворяет требованиям широкого охвата известных моделей дуги, удобства реализации и ограничения сложности модели. В частности, модель Новикова при $\Psi = 0$, $\alpha = 0$ — сводится к модели Майра, а при $Q = 0$, $\alpha = 0$ — к модели Касси.

Приведём сравнение различных подходов, применяемых к анализу процессов дугообразования. В случае с системой зажигания, которая воспламеняет рабочую смесь в камере сгорания двигателя, теория Касси менее правдоподобна из-за того, что условия зажигания рабочей смеси и нагрузка постоянно меняются (пуск, разгон, движение с постоянной скоростью при постоянной нагрузке и т.п.). А так как давление в камере сгорания постоянно изменяется, то условия горения и отвода тепла от дуги будут переменными. Поэтому утверждение, что температура в стволе дуги постоянна и не зависит от тока, практически необоснованно.

На основе эмпирических исследований [7, 10] в различных условиях и для различных значений U и I можно утверждать, что теория Касси адекватна при больших токах (сотни ампер), а теория Майра — при малых токах. Поэтому для систем зажигания, где токи в условиях горения дуги составляют 30—100 мА, модель Майра наиболее полно описывает дуговые процессы в свече зажигания. Но есть и другие модели, в частности, та же модель Новикова, обобщающая модели Майра и Касси.

Улучшение математической модели дуги в свече зажигания производится по методу Рунге—Кутта в среде *MathCAD 2000* [8]. Электрическая дуга моделируется системой из пяти дифференциальных уравнений, составленных на основе приведённой ниже схемы замещения системы зажигания (рис. 5). В данную схему входят: коммутатор, получающий сигналы с датчиков и коммутирующий ток разрыва, который протекает по первичной обмотке катушки зажигания; катушка зажигания, моделируемая посредством эквивалентной схемы замещения; дуговой промежуток между электродами свечи зажигания; распределитель, сигнал на который поступает с выхода катушки зажигания, выполняющий функцию распределения высоковольтных импульсов по проводам (в современном исполнении нет механических распределителей, распределение импульсов идёт на индивидуальные катушки через электронный блок управления); высоковольтные провода, рассматриваемые как проводниковый материал.

Исходя из схемы замещения, составляются пять дифференциальных уравнений по числу неизвестных величин, для которых необходимо получить их зависимость от времени ($i_1(t)$, $u_{c1}(t)$, $i_2(t)$, $u_{c2}(t)$, $i_5(t)$). Причем $i_1(t)$ — ток в первичной обмотке катушки зажигания, $u_{c1}(t)$ — напряжение на первичной обмотке катушки зажигания, $i_2(t)$ — ток во вторичной обмотке катушки зажигания, $u_{c2}(t)$ — напряжение на вторичной обмотке катушки зажигания, $i_5(t)$ — ток дуги. Первые четыре уравнения составляются на основе токов и напряжений первичной и вторичной обмоток катушки зажигания при работе на холостом ходу. Нагрузкой

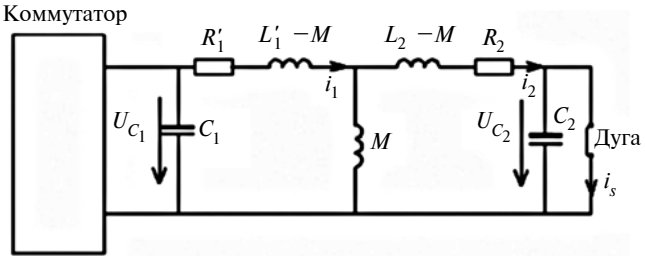


Рис. 5. Электрическая схема замещения системы зажигания

данной катушки зажигания является дуга в свече зажигания, уравнение тока которой является нелинейным и приводится в пятом уравнении нижеследующей системы дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \dfrac{di_1'}{dt} = k_1\left(u_{c_1}' + i_1' r_1'\right) + k_2\left(u_{c_2} + i_2 r_2\right); \\ \dfrac{du_{c_1}'}{dt} = \dfrac{1}{c_1'} i_1'; \\ \dfrac{di_2}{dt} = k_3\left(u_{c_1}' + i_1' r_1'\right) + k_4\left(u_{c_2} + i_2 r_2\right); \\ \dfrac{du_{c_2}}{dt} = \dfrac{1}{c_2}(i_2 - i_5); \\ \dfrac{di_5}{dt} = \dfrac{(i_2 - i_5) i_5}{c_2 u_{c_2}'} + \dfrac{1}{\theta}\left(\dfrac{u_{c_2} i_5^2}{\left|U_0 i_5\right| + P_0} - i_5\right). \end{cases}$$

Здесь $k_1 = -0{,}5885$; $k_2 = -0{,}5859$; $k_3 = -0{,}586$; $k_4 = -0{,}626$ — коэффициенты связи для приведённой схемы катушки зажигания, P_0 — мощность, выделяемая в дуге, а θ — постоянная времени дуги; при этом начальные условия для данных токов и напряжений берутся из расчёта 1 % от номинальных значений.

Последнее пятое уравнение получено по модифицированной модели Майра посредством преобразования формулы относительно тока дуги $i_5(t)$. Для двух других моделей пятое уравнение аналогично заменяется либо уравнением, написанным по модели Касси, либо по модели Новикова. При этом получаемые математические модели адаптированы под результаты экспериментов, описанных выше и показанных на рис. 3 и 4, для получения наилучшего соответствия экспериментальным данным. Адаптация осуществляется изменением параметров дугового разряда C_1; C_2; P_0; U; θ.

Особенно интересен график напряжения на дуге (рис. 6, кривая *2* — модель Майра). Результатом экспериментальных исследований с многофункциональной платой АЦП L-783 явилось подтверждение с приемлемой для инженерных расчётов погрешностью адекватности разработанных математических моделей, что наглядно иллюстрирует рис. 6.

Исходя из проведённого сравнительного анализа вышеперечисленных моделей дуговых процессов, можно сделать следующие выводы: между кривыми, запи-

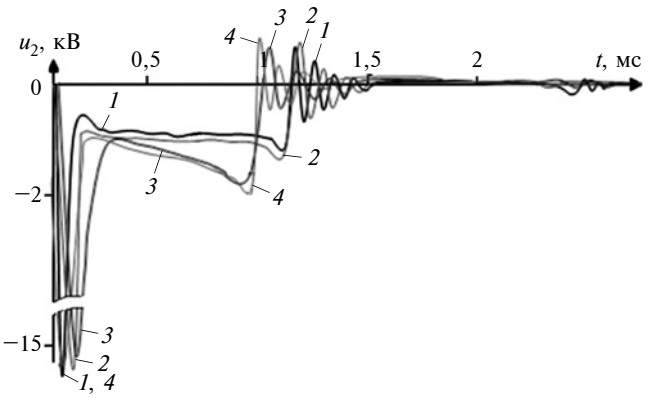


Рис. 6. Экспериментальная кривая временной диаграммы напряжения на вторичной обмотке катушки зажигания (1), модель Майра (2), модель Касси (3) и модель Новикова (4)

санными при помощи АЦП, и математическими моделями, полученными в *MathCAD*, наблюдается соответствие — более детальное их сравнение показывает также близкое соответствие по параметру динамической погрешности при различных искажениях участка горения дуги и участка затухания; модель Майра наиболее близка к экспериментальной кривой (динамическая погрешность 5 %), так как на ней участок горения дуги более стабилен, но при этом участок затухания выражен слабо (динамическая погрешность 12 %); в моделях Касси и Новикова участок горения дуги менее стабилен по отношению к экспериментальной кривой (динамическая погрешность соответственно 20 %), но модель Новикова даёт наиболее приближенный к экспериментальному участок затухания (динамическая погрешность 15 %), который в модели Касси выражен менее точно (динамическая погрешность 25 %).

В итоге приходим к выводу, что данный сравнительный анализ подтверждает необходимость использования модели Майра для описания дуговых процессов в свече зажигания. Таким образом, используя данную модель, мы можем в дальнейшем конструировать системы зажигания на других автомобилях, а это создаёт практическую основу для дальнейших исследований по улучшению системы зажигания в аспекте улучшения её электромагнитной совместимости с электрооборудованием внутри и вне автомобиля.

Литература

1. Барнс Дж. Электронное конструирование: методы борьбы с помехами / Дж. Барнс. — М.: Мир, 1990. — 238 с.
2. Зельман М.А. Метрологические основы технических измерений / М.А. Зельман. — М.: Изд-во стандартов, 1991. — 121 с.
3. Кечиев Л.Н. ЭМС: стандартизация и функциональная безопасность / Л.Н. Кечиев, П.В. Степанов. — М.: МИЭМ, 2001 — 82 с.
4. Князев А.Д. Элементы теории и практики обеспечения электромагнитной совместимости радиоэлектронных средств. / А.Д. Князев. — М.: Радио и связь, 1984. — 336 с.
5. Кругов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания / В.И. Кругов. — М.: Машиностроение, 1998.
6. Николаев П.А. Электромагнитная совместимость современных автомобильных систем зажигания: монография / П.А. Николаев. — Тольятти: ПВГУС, 2011. — 224 с.
7. Новиков О.Я. Устойчивость электрической дуги. Л.: Энергия, 1978.— 160 с.
8. Петровский С.В. Измерение уровня электромагнитных помех от системы зажигания автомобиля при помощи интеллектуально-информационной системы // Сборник трудов шестой международной научно-практической конференции "Измерения в современном мире 2017". Санкт-Петербург. СПГПУ, 2017. С. 79—89.
9. Ютт В.Е. Электрооборудование автомобилей. М.: Транспорт, 2006. — 439 с.
10. Petrovski A., Rattadilok P., Petrovski S. Intelligent measurement in unmanned aerial cyber physical systems for traffic surveillance // Journal of Communications in computer and information science. № 629. 2016. P. 161—175. DOI: 10.1007/978-3-319-44188-7_12
11. Ribbens William B. Understanding automotive electronics / Elsevier Science. Boston (USA). 2003. P. 481. ISBN 0-7506-7599-3.

УДК 629.113

НЕСКОЛЬКО ЗАМЕЧАНИЙ О МОДЕЛИРОВАНИИ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Канд. техн. наук **КОПОТИЛОВ В.И.**
Тюменское ВВИКУ имени маршала инженерных войск А.И. Прошлякова (3452.26-84-82)

Даётся критический анализ силы тяги и методики моделирования прямолинейного движения автомобиля, предлагаемые д.т.н., проф. В.П. Тарасиком.

Ключевые слова: *автомобиль, колесо, сила тяги, моделирование движения.*

Исследования, направленные на усовершенствование представлений о механизме движения автомобилей и математических моделей, описывающих этот процесс, имеют важное научное и практическое значение, и, разумеется, их следует всячески приветствовать. Такую попытку предпринял д.т.н., профессор Тарасик В.П. в статье [1, 2], посвящённой моделированию прямолинейного движения автомобиля. В ней можно условно выделить четыре основных раздела. В первых трёх рассматриваются вопросы соответственно о силе тяги, движении автомобиля без проскальзывания ведущих колёс и движении с проскальзыванием. В последнем разделе автор подводит итоги и излагает основные выводы.

В первом разделе кроме всем известной и поэтому не очень нужной информации о кинетической энергии автомобиля, приведении его масс, силе инерции автомобиля и работе силы при перемещении точки её приложения, приводятся рассуждения автора о роли внешних и внутренних сил в процессе движения автомобиля и о силе тяги. Поэтому сосредоточим внимание читателей на последнем.

Несколько лет назад мною было отмечено, что транспортная машина — это особая система, которая имеет источник внутренних сил и является неизолированной механической системой, активно взаимодействующей посредством своих колёс с опорной поверхностью. Было показано, что сила тяги транспортной машины представляет собой не внешнюю, а

именно внутреннюю силу, которая приложена к оси её ведущих колёс [3—5 и др.]. При этом был раскрыт "механизм" и условия, при которых одна из сил внутренней силовой пары, подводимой от двигателя к ведущим колёсам, превращается в силу тяги. Эта внутренняя сила тяги толкает автомобиль вперёд и тем самым совершает положительную работу, которая покрывает при этом отрицательную работу всех сил сопротивления движению. Конечно, коллега проф. В.П. Тарасик может и не принимать такую точку зрения на силу тяги и даже опровергнуть её, если располагает соответствующими научными аргументами против. Однако автор пошёл другим путём. Он предпочёл сделать вид, что ничего нового в области теории силы тяги со времён Е.А. Чудакова нет, а сам он — новатор, предлагающий своё решение проблемы силы тяги.

Рассмотрим, однако, что же нового предлагает проф. Тарасик В.П.

В самом начале первой части своей статьи [1], касаясь механизма движения автомобиля, автор делает программное заявление: "Движение автомобиля как единой системы, в которую входят все его механизмы, включая двигатель, трансмиссию, колёса и др., происходит под воздействием сил и моментов внешней среды. Силы взаимодействия механизмов автомобиля как элементов системы являются её внутренними взаимно уравновешивающимися силами и поэтому непосредственно на движение автомобиля не оказывают. Их влияние опосредовано и проявляется лишь при взаимодействии автомобиля с опорной поверхностью дороги и воздушной средой" [1, с. 17].

Что же здесь нового? Ничего. Это очень старое и ошибочное представление о причинах движения автомобиля, впрочем, как и других самоходных (транспортных) машин, которое лишь свидетельствует о том, что в этом вопросе автор до сих пор остаётся в плену устаревших представлений.

Из этого заявления следует, что движение автомобиля происходит "под воздействием сил и моментов внешней среды", а не под воздействием внутренних усилий, которые "взаимно уравновешиваются" и "поэтому непосредственно на движение автомобиля не оказывают", а влияют лишь "опосредовано". Такое заявление обязывает автора дать развёрнутый ответ, как минимум, на один, но принципиально важный вопрос: какая именно *внешняя* сила является тяговой, т.е. оказывает непосредственное воздействие на автомобиль и благодаря которой он и приходит в движение?

Если автор утверждает, что "движение автомобиля происходит "под воздействием сил и моментов внешней среды", то, быть может, движущей силой он считает продольную реакцию опорной поверхности, которая действительно является внешней и прикладывается к ведущему колесу? Но это не так, так как автор сам прямо указывает на то, что "...продольная реакция дороги на ведущие колёса $R_{x\text{в}}$ не является источником энергии и движущей силой" [1, с. 19], т.е. повторяет как раз то, что и утверждалось и особо подчёркивалось в указанных выше статьях [3—5].

Естественно, возникает вопрос: какая же тогда внешняя сила толкает автомобиль вперёд? Ведь никакой другой продольной внешней силы, которая при движении автомобиля была бы направлена в сторону его движения, нет. Однако это обстоятельство автора не смущает, и он вводит свою силу тяги. Рассмотрим эту силу и то, как она при этом определяется.

Так же как и работах [3—6], проф. Тарасик В.П. представил подводимый к ведущему колесу крутящий момент $M_{\text{кв}}$, а также моменты его сопротивления качению M_f и инерционного момента $M_{j\text{кв}}$ в виде пар сил. При этом одну из сил каждой пары приложил к центру колеса, а другую — к его контактной части, т.е. к центру пятна контакта шины. Заметим при этом, что момент сопротивления качению M_f автор получил, осуществив предварительно параллельный сдвиг вектора нормальной реакции $\vec{R}_{z\text{в}}$ на линию действия прижимающего усилия $\vec{F}_{z\text{в}}$ (по терминологии автора — "реакции корпуса"). В результате представления пары с моментом M_f в виде двух продольных сил Тарасик В.П. получил две продольные силы $\vec{F}_{f\text{в}}$ и $\vec{F}^{*}_{f\text{в}}$.

Заменив аналогичным образом инерционную пару с моментом $M_{j\text{кв}}$ двумя силами $\vec{F}_{j\text{в}}$ и $\vec{F}^{*}_{f\text{в}}$, автор, повторяя преобразования, приведённые ещё в статьях [3—5], в итоге составляет уравнение равновесия продольных сил, приложенных к оси ведущего колеса: $\vec{F}_{x\text{в}} + \vec{F}_{\text{кв}} + \vec{F}_{f\text{в}} + \vec{F}_{j\text{в}} = 0$, где $\vec{F}_{x\text{в}}$ — продольная сила сопротивления, создаваемая корпусом; $\vec{F}_{\text{кв}}$ — одна из сил пары, подводимой к ведущему колесу со стороны двигателя.

Заметим, что приведённое выше уравнение, ничем не отличается, например, от уравнения (11), которое приводится в статье [5]. Исключение составляют лишь обозначения сил и присутствие в нём ещё одной силы инерции ($\vec{P}_j^{\text{к}}$), отражающей поступательную часть движения колеса, которая в неявном виде присутствует и в уравнении В.П. Тарасика, но присоединена им к силе сопротивления корпуса.

Составив уравнение, автор вводит "обозначение". В статье [1] — это уравнение № 8: $\vec{F}_m = \vec{F}_{\text{кв}} + \vec{F}_{f\text{в}} + \vec{F}_{j\text{в}}$. Таким образом, вектор $\vec{F}_m$, т.е. силу, эквивалентную векторной сумме трёх сил, автор, называет силой тяги ведущего колеса. Разумеется, это отличает её от силы тяги, введённой в работах [3—5]. В.П. Тарасик указывает, что "Вектор $\vec{F}_m$ представляет собой усилие, толкающее корпус автомобиля и сообщающее ему энергию движения. Следовательно, $\vec{F}_m$ — это *сила тяги ведущего колеса*".

Рассмотрим детально эту новацию.

Во-первых, силы сопротивления качению $\vec{F}_{f\text{в}}$ и инерции $\vec{F}_{j\text{в}}$ направлены в сторону, противоположную движению колеса (последняя только при разгонах), следовательно, они, как и все другие силы сопротивления движению, к тяговому усилию, толкающему автомобиль, не имеют никакого отношения.

В-вторых, сила $\vec{F}_m$, строго говоря, не является силой, толкающей корпус, так как она приложена не к корпусу, а к колесу.

В-третьих, если под силой тяги автомобиля автор всё же понимает некую продольную силу, приложен-

ную ведущим мостом к корпусу и численно равную F_m, то и эта сила не может быть силой тяги, так как она толкает не всю массу автомобиля, а только её часть, т.е. корпус. На худой конец, её можно было бы объявить, силой тяги *корпуса* (но не ведущих колёс или автомобиля!).

Всё это указывает на то, что в качестве силы тяги проф. В.П. Тарасик предлагает усилие, которое фактически не является силой тяги автомобиля, а отражает лишь взаимодействие его ведущего моста и корпуса.

В действительности силой тяги ведущего колеса является сила, которую автор обозначил $\vec{F}_{\text{кв}}$. Именно эта продольная сила, направленная в сторону движения центра колеса, и является настоящей силой тяги. Она приводит в движение как само колесо, так и опосредовано корпус автомобиля, т.е. фактически весь автомобиль, о чём и говорится в статьях [3—5].

Становится очевидным, что автор попросту путает силу тяги $\vec{F}_{\text{кв}}$, прикладываемую к ведущим колёсам автомобиля, т.е. настоящую силу тяги, с силой, которую его ведущий мост прикладывает к корпусу. Однако и последнюю силу автор путает с силой $\vec{F}_m$. Численное равенство силы, прикладываемой к корпусу, и силы $\vec{F}_m$ вовсе не означает, что это одна и та же сила.

Нетрудно показать, что такая ошибка в определении силы тяги ведёт к абсурду. Чтобы это продемонстрировать, рассмотрим две простые ситуации.

1. Положим, из-за малого значения крутящего момента $M_{\text{кв}}$ сила $\vec{F}_{\text{кв}}$ по модулю меньше суммы сил $\vec{F}_{f\text{в}}$ и $\vec{F}_{j\text{в}}$. В этом случае "сила тяги" $\vec{F}_m$ колеса, введённая автором, оказывается направленной против движения автомобиля и является силой сопротивления движению, что конечно же вступает в противоречие с самим понятием силы тяги.

2. Водитель в процессе движения отключает двигатель от трансмиссии автомобиля, в результате чего крутящий момент на ведущих колёсах $M_{\text{кв}} = 0$. В этой ситуации "сила тяги" В.П. Тарасика, направленная против хода автомобиля, становится ещё больше.

Возникает естественный вопрос: если в этих случаях (хотя и частных) "сила тяги" $\vec{F}_m$ колеса тормозит автомобиль, то почему же она называется тяговой?

Заслуживает внимание и другой абсурд, обусловленный "новацией" автора и непониманием им сущности силы инерции $\vec{F}_{j\text{в}}$.

Как известно, сила тяги, вызывает ускорение автомобиля, а его наличие предопределяет силу инерции $\vec{F}_{j\text{в}}$. Однако последняя, если верить автору, определяет силу тяги $\vec{F}_m$. В результате получается, что сила инерции и предопределяет саму себя.

Автор, к сожалению, не учитывает и того, что сила $\vec{F}_{j\text{в}}$, которой он оперирует, — это сила инерции Даламбера, т.е. величина совершенно условная, которую вводят для того, чтобы задачу динамики превратить в задачу статики. В реальности же сил инерции Даламбера нет! Поэтому заявление автора о том, что силу инерции автомобиля F_{ja} создаёт "...некоторая поступательно движущаяся масса $m_{a\ \text{пр}}$" выглядит как минимум терминологической погрешностью.

Не является она и реальной силой сопротивления, фигурируя в уравнении силового баланса лишь только для того, чтобы было возможно составить уравнение условного равновесия автомобиля, в котором сила тяги приравнивается сумме сил сопротивления движению и инерции.

Но где же сама сила тяги *автомобиля*, которая, как утверждает автор, должна быть силой воздействия внешней среды? Её у автора попросту нет. Ведь сила воздействия ведущего моста на корпус, даже если её принять в качестве силы тяги, является для автомобиля силой внутренней.

Теперь обратимся к другому "обозначению", которое вводит автор: $\vec{F}_m = \vec{F}^*_{\text{кв}} + \vec{F}^*_{f\text{в}} + \vec{F}^*_{j\text{в}}$.

Силу $\vec{F}^*_m$, которая эквивалентна векторной сумме трёх сил, проф. Тарасик В.П. почему-то трактует как силу воздействия колеса *на дорогу*. На самом деле это не сила воздействия на дорогу, а сила, которая прикладывается *к колесу* в пятне контакта его с дорогой, так как в её основе лежит сумма векторов, по словам самого автора, "приложенных к ведущему колесу..." [1, с. 21].

Недоумение вызывает и другое заявление автора. Он называет её силой "отталкивания ведущего колеса от опорной поверхности дороги" [1, с. 21]. Это тоже ошибка. Если бы сила $\vec{F}^*_m$ даже и была приложена к дороге, то она не может быть при этом силой отталкивания колеса, так как она приложена не к колесу, а к дороге. Такую силу, если бы она даже была приложена к дороге, можно было бы назвать силой, толкающей дорогу, но никак не силой отталкивания колеса от дороги. Колесо же толкает продольная реакция дороги $\vec{R}_x$, которая приложена дорогой к колесу и является вектором, имеющим противоположное направление.

Неправильное толкование силы $\vec{F}^*_m$ обнаруживается и в том, что если бы сила $\vec{F}^*_m$ даже и была приложена к дороге, то её не могла бы при этом уравновесить продольная реакция $\vec{R}_x$ самой дороги, так как эти две силы приложены к *разным* телам. Согласно аксиоме механики, две силы, только тогда уравновешивают друг друга, когда две равные, но противоположные силы, приложены к *одному и тому же телу*.

Есть ещё один момент, который требует прояснения.

В.П. Тарасик расчленил автомобиль на два компонента: "компонент, совершающий поступательное движение, и компонент, совершающий вращательное движение" [1, с.19].

Так как при прямолинейном перемещении автомобиля ведущее колесо совершает плоскопараллельное движение, которое можно рассматривать как сочетание поступательного с вращательным, автор массу ведущего колеса присоединил к корпусу АТС, который совершает поступательное движение. "Тогда второй выделенный компонент будет отображать лишь вращательное движение ведущего колеса" [1, с. 19].

Возникает вопрос, насколько оправдан такой методологический приём? Если бы речь шла только об ускорении центра масс всего автомобиля, то такой подход допустим, так как это в конечном итоге не влияет

на результат вычисления ускорения. Однако если рассматривается движение ведущего колеса и его взаимодействие с корпусом, то такой приём неприемлем. Дело в том, что при присоединении поступательно движущейся массы ведущих колёс к корпусу автомобиля при разгоне искажается истинное значение силы, передаваемой колёсами на корпус. И объясняется это тем, что в таком случае теряется часть силы тяги ведущих колёс, которая идёт на разгон массы самих ведущих мостов в их поступательном движении.

Величина потерянной силы может быть оценена при этом формулой: $F_{j\text{в}} = j\, m_{\text{в}}$, где j — ускорение центра масс ведущих колёс (и автомобиля); $m_{\text{в}}$ — масса ведущих мостов вместе с колёсами. Если учесть, что масса ведущих колёс вместе с мостами может достигать 18—20 % от собственной массы автомобиля, то ошибка в расчётах силы, передаваемой ведущими колёсами на корпус, может быть очень большой. Она ведёт к значительному завышению продольного толкающего усилия, которое ведущие колёса передают на корпус и получают в ответ от корпуса, что недопустимо.

Противоречия и путаница на этом не заканчиваются.

В аннотации к статье автор пишет: "Показано, что тяговая сила ведущего колеса приложена к его оси и компенсирует силу сопротивления корпуса автомобиля". Однако если, как утверждает автор, все внутренние силы взаимно уравновешены, то как же тогда сила $\vec{F}_m$, которую автор ошибочно выдаёт за силу тяги ведущих колёс, являясь внутренней силой автомобиля, может при этом уравновешивать внешние силы, которые прикладываются к корпусу, т.е. силы сопротивления воздуха, качению ведомых колёс, сопротивления подъёму?

В первой части своей статьи автор утверждает, что сила тяги "...является источником энергии, покрывающим затраты на преодоление сопротивлений движению корпуса автомобиля", "мощность силы тяги положительна" [1, с. 21], а во второй части, формулируя п. 8 своих выводов, автор утверждает прямо противоположное: "Сила тяги ведущего колеса... является внутренней силой, уравновешиваемой сопротивлением корпуса, и поэтому работы не выполняет" [2, с. 8].

Любопытна и логика проф. Тарасика В.П. Сила тяги у автора не совершает работы лишь только потому, что она уравновешена силами сопротивления корпуса. Однако ведь и силы сопротивления корпуса в таком случае уравновешены силой тяги, значит, если следовать своей же логике, коллега должен был заключить, что и они не могут совершать работы. Однако, вопреки всему, все силы сопротивления совершают работу, и автор, ничуть не смущаясь, составляет уравнение их работ (42), да ещё и "виртуальных" [1]. Заметим, что в уравнении (42) присутствует и выражение "виртуальной" работы силы тяги, которая, как утверждает автор, работы не совершает. Таким образом, обнаруживается не только отсутствие элементарной логики, но и неправильное понимание работы силы.

Как известно из теоретической механики, работа силы лишь тогда равна нулю, когда тело, к которому приложена сила (в данном случае автомобиль), не перемещается. В данном случае сила тяги как раз и обеспечивает движение автомобиля. Только благодаря её наличию и совершается механическая работа, которая идёт на компенсацию работы всех сил сопротивления движению автомобиля и прирост его кинетической энергии (если он разгоняется), что неоднократно подчёркивалось в работах [3—5].

Однако если сила тяги, как уверяет В.П. Тарасик, не совершает работы, то какая же сила тогда её совершает? Ответ на него содержится также в п. 8 выводов [2] "При определении виртуальных работ внешних сил, действующих на автомобиль, вращающий момент ведущего колеса необходимо рассматривать в качестве тягового момента автомобиля, сообщающего ему энергию движения". Такое заявление благополучно у автора сочетается при этом с другим, которое автор сделал в 1-й части статьи [1, с. 19]: "Источник энергии автомобиля — его двигатель. Однако двигатель является одним из внутренних механизмов системы. А факторы взаимодействия внутренних механизмов системы взаимно уравновешиваются и компенсируются". Если следовать логике, то автор должен был заключить, что и крутящий момент двигателя "уравновешивается и компенсируется". Но тогда возникает вопрос: а откуда в этом случае берётся крутящий момент на ведущих колёсах, "сообщающий автомобилю энергию движения"? Между тем этот вопрос также не беспокоит автора. По-видимому, он считает, что из того, что было им сказано, читатели не должны задавать таких вопросов, а просто, следуя за автором, сделать вывод, что сила тяги, прикладываемая к оси ведущих колёс, является силой внутренней, работы не совершает, а тяговый момент, получаемый ведущими колёсами от двигателя, являясь также внутренним, такую работу совершает. Другими словами, сам двигатель, уверяет нас проф. В.П. Тарасик, не может быть источником движущего усилия, но его крутящий, переданный на ведущие колёса, может!(???).

Выдавая за движущее усилие автомобиля крутящий (тяговый) момент на ведущих колёсах, автору следовало бы вспомнить, что главный вектор пары сил всегда равен нулю. Поэтому, согласно теореме о движении центра масс механической системы, никакой тяговый момент, а точнее пара сил, сколь бы не был велик её момент, не может сдвинуть центр масс автомобиля с места и придать ему хоть какое-то ускорение.

Если бы автор более внимательно прочёл статьи [3—5], то пришёл бы к выводу, что движущим усилием автомобиля является не тяговый момент (это всего лишь количественное выражение поворачивающего усилия пары) и даже на сама по себе пара сил, а только та сила из пары, которая прикладывается к оси ведущих колёс. Именно эта сила и становится силой тяги автомобиля, поскольку вторую силу этой пары уравновешивает продольная реакция $\vec{R}_x$ опорной поверхности (в совокупности с силами $\vec{P}_\varepsilon^{\text{к}}$ и $\vec{P}_f$, приложенными к шине в зоне её контакта с дорогой и направленными в сторону движения колеса), тем самым превращая первую силу в движущее автомобиль усилие.

Нагромождение выше указанных неточностей, ошибок и противоречий сопровождается и весьма значительными терминологическими погрешностями. Рассмотрим некоторые из них.

"Воздействия внешней среды на автомобиль — силы и вращающие моменты — представляют собой векторные величины" [1, с. 19]. При этом "Воздействия внешней среды на автомобиль — можно разделить на две категории: потребители и источники энергии". Таким образом, если поверить автору, то читатель должен заключить, что силы и моменты сил — это не условные меры воздействия тел друг на друга, а потребители и источники энергии. Как видим, автор не видит разницы между абстрактными мерами силового воздействия тел и друг на друга, т.е. "силами и вращающими моментами", и самими материальными телами (или системами тел), которые в действительности и являются "потребителями" или "источниками механической энергии".

И это не единственная ошибка такого рода. На странице 21 [1] вновь читаем: "Момент $\vec{M}_{\text{кв}}$ ...является источником энергии вращательного движения ведущего колеса". И здесь проф. Тарасик В.П. сообщает читателю, что источником энергии вращательного движения колеса является вовсе не ДВС автомобиля, т.е. один из внутренних элементов механической системы, а крутящий момент, т.е. условная количественная мера силового воздействия. Такая трактовка источника энергии кажется нам не случайной: автор, по-видимому, пытается как-то скрыть то обстоятельство, что крутящий момент на ведущем колесе — это внутреннее, а не внешнее усилие автомобиля.

Другая погрешность. На странице 20 [1] автор пишет "Реакция $F_{z\text{в}}$ представляет собой нормальную нагрузку на колесо". Таким образом, вертикальное усилие $F_{z\text{в}}$, прижимающее ведущее колесо к дороге, т.е. активную силу, обусловленную силой тяжести корпуса, автор называет реакцией корпуса, иначе говоря, пассивной силой. В результате получается, что нормальную реакцию $R_{z\text{в}}$ опорной поверхности, воспринимаемую ведущим колесом, предопределяет не активная сила, а реакция $F_{z\text{в}}$ корпуса, т.е. реакция определяет реакцию.

Обратимся ко второй части статьи [2].

Проф. Тарасик В.П. заявляет, что он строит математическую модель прямолинейного движения "без учёта скольжения ведущих колёс". При этом у читателя возникает законный вопрос, что означают слова "без учёта". На наш взгляд, эти слова совершенно не уместны и вводят читателей только в недоумение.

Действительно, если проскальзывание колёс есть, но автор игнорирует его, т.е. даёт математическую модель "без учёта проскальзывания", то это означает, что его модель не соответствует реальному процессу качения колёс и является несостоятельной. Если же самого проскальзывания ведущих колёс нет, и автор даёт математическую модель именно для такого случая движения, то слова "без учёта проскальзывания" тем более не уместны. В этом случае следовало бы просто сказать — "при отсутствии скольжения ведущих колёс".

Рассматривая движения автомобиля без проскальзывания колёс, автор на основе метода Даламбера—Лагранжа и получает дифференциальные уравнение, выражающее ускорение, и добавляет к нему второе уравнение, выражающее, по-видимому, скорость:

$$\frac{dV_a}{dt} = \left[\frac{M_{\text{д}} u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{к}}} - f_{\text{н}} R_{z\text{н}} - \frac{f_{\text{в}} R_{z\text{в}} r_{\text{д}}}{r_{\text{к}}} - \right.$$

$$\left. - m_a f \sin\alpha - k_w A_{\text{л}} V_a^2 - F_{\text{пр}}\right] / (\delta_{\text{пм}} m_a),$$

$$ds/dt = V_a.$$

Заметим, что как в первом, так и во втором уравнении нет ничего нового. При этом первое уравнение и его вывод приводятся в учебнике [7] самого автора на станицах 77—80 (см. уравнение (2.75) на с. 79). Учебник этот достаточно известен и вышел из печати более 10 лет назад. Поэтому возникает законный вопрос: а зачем тогда в данной статье эти уравнения, а тем более их подробный и наукообразный вывод?

Однако если эти уравнения приведены в анализируемой статье, то ограничимся двумя вопросами автору. Первый вопрос, который возникает, когда рассматриваешь эти уравнения и их вывод, состоит в том, почему элементарное перемещение центра масс автомобиля (см. 2-е уравнение $ds/dt = V_a$) и аналогичное перемещение, например, точки приложения силы ($F_h = m_a f \sin\alpha$) сопротивления подъёму выражаются по-разному (соответственно δx и δs)? Ведь это же продольное перемещение фактически одной и той же точки автомобиля! Во-вторых, где в этом уравнении сила тяги $\vec{F}_m$, о которой столь много говорил автор в первой части статьи [1]? Если она не вписывается в эти уравнения, то тогда зачем в статье поднимался вопрос о силе тяги? Где же здесь логика?

Поскольку в процессе движения автомобиля нормальные реакции изменяются, то автор считает необходимым их вычислять "на каждом шаге интегрирования уравнений (25)" [2, с. 20]. Он приводит выражения нормальных реакций дороги, прикладываемых к передним (R_{z1}) и задним (R_{z2}) колёсам двухосного автомобиля. В статье [1] это соответственно уравнения (26) и (27):

$$R_{z1} = [l_2 G_a \cos\alpha - M_f - h_c(F_h + F_{ja}) - F_{wx} h_w + \\ + M_{wy} - F_{\text{пр}} h_{\text{пр}} - M_{\text{рвм}}]/L;$$

$$R_{z2} = [l_1 G_a \cos\alpha + M_f + h_c(F_h + F_{ja}) + F_{wx} h_w - \\ - M_{wy} + F_{\text{пр}} h_{\text{пр}} + M_{\text{рвм}}]/L,$$

где $M_{\text{рвм}}$ — реактивный момент ведущего моста.

Анализ полученных автором формул вынуждает сделать следующие замечания:

1. Не замечая противоречия указанных формул с собственным заявлением о том, что они получены "из условия равновесия воздействий внешней среды на автомобиль", автор включает в них реактивный момент ведущего моста $M_{\text{рвм}}$, который, как известно, является не "воздействием внешней среды", а реактив-

ным моментом *внутренних* сил, обусловленных работой силовой установки автомобиля. При этом автор даёт сомнительную формулу реактивного момента ведущего моста: $M_{рвм} = M_{кв}(u_о - 1)/u_о$, где $u_о$ — передаточное отношение ведущего моста. При такой формуле, которую приводит проф. Тарасик В.П., сумма реактивного $M_{рвм}$ и активного момента $M_{кв}$ не равна нулю, что противоречит известному свойству внутренних сил.

2. В формулах отсутствует подъёмная аэродинамическая сила $\vec{P}_{wz}$, которая присутствует на расчётной схеме (рис. 1), используемой автором для установления реакций. Подъёмная аэродинамическая сила при движении автомобиля с большой скоростью может серьёзно влиять на величину нормальных реакций дороги. Если эта сила направлена вверх, то она стремится оторвать колёса автомобиля от дорожного полотна. Если она направлена вниз, то, наоборот, прижимает автомобиль к дороге, увеличивая тем самым нормальные реакции.

3. Автор включает в состав уравнения моментов величину продольного аэродинамического момента M_{wy}, который стремится повернуть корпус автомобиля вокруг поперечной оси *y*. Однако если автор прикладывает полную аэродинамическую силу $\vec{F}_w$ в метацентре автомобиля, расположенном на высоте h_w, то никаких аэродинамических моментов у него нет ($M_{wy} = 0$). Момент M_{wy} образуется лишь только в том случае, когда точку приложения силы $\vec{F}_w$ для удобства переносят из метацентра в центр масс автомобиля, т.е. когда $h_w = h_c$. К этому следует добавить, что из-за того, что центр масс автомобиля располагается, как правило, ниже, чем его метацентр, то момент M_{wy} стремится обычно опрокинуть автомобиль назад через задние колеса, а не так, как показывает автор на рис. 1 [1].

В последнем разделе статьи проф. Тарасик В.П. излагает математическую модель движения "с учётом проскальзывания ведущих колёс" [2], когда соотношение линейной скорости движения центра ведущего колеса и его угловой скорости изменяется. Последнее обстоятельство, по мнению проф. В.П. Тарасика, означает, что автомобиль приобретает ещё одну степень свободы, т.е. представляет "...собой механическую систему с двумя степенями свободы"[2, с. 21].

Автор явно перепутал понятие числа степеней системы с понятиями голономной и неголономной связи. При отсутствии скольжения связь колеса с опорной поверхностью является голономной, т.е. геометрической связью (точнее, интегрируемой дифференциальной), а при наличии скольжения — неголономной, при которой отсутствует однозначное соответствие между линейной и угловой скоростью, из-за чего эта связь становится неинтегрируемой, т.е. голономной.

Далее, автор, оперируя скоростью упругого и внешнего скольжения, выводит формулу 33, связывающую скорость внешнего (т.е. реального) скольжения шины (в [2] на рис. 4 она обозначена $\vec{V}_s$, а в тексте почему-то $V_{sв}$) с угловой скоростью $\omega_{кв}$ вращения колеса и скоростью движения автомобиля $V_а = V_{кв}$: $V_{sв} = \omega_{кв} r_к - V_а$.

Однако эта формула и так очевидна и не нуждается ни в каких выводах, поскольку известно, что при отсутствии буксования $V_а = V_{кв} = \omega_{кв} r_к^*$ (где $r_к^*$ — это радиус качения колеса, когда оно не буксует, т.е. скорость относительно скольжения протектора шины (*S*) по опорной поверхности равна нулю 0). Если же ведущее колесо буксует ($S \neq 0$), то из скорости $V_{кв}(S = 0) = \omega_{кв} r_к^*$ следует, естественно, отнять противоположно направленную скорость скольжения протектора по опорной поверхности V_s: $V_а = V_{кв}(S \neq 0) = \omega_{кв} r_к^* - V_s$.

Автору, если уж он рассматривает движение с проскальзыванием, следовало бы указать, какой смысл в первой из двух последних формуле имеет радиус $r_к$ и как его отыскать для случая, если ведущее колесо при этом пробуксовывает. Получив эту формулу, проф. Тарасик В.П. составляет уравнение суммарной элементарной работы всех сил, приложенных к колесу.

Здесь опять возникают вопросы.

Во-первых, почему работы, совершённые силами за некоторый элементарный промежуток времени, автор называет красивым словом "виртуальные"? Как известно, в аналитической механике виртуальной работой называют элементарную работу, совершаемую на бесконечном малом возможном (воображаемом) перемещении, которое является *изохронной* вариацией соответствующей координаты, т.е. на элементарном перемещении *вне времени*. Здесь же автор задаёт приращение времени, которое он вместо *dt* обозначает почему-то δt. Поэтому уравнение (34), приводимое в [2], — это не уравнение виртуальных, а элементарных реальных работ.

Во-вторых, автор почему-то считает, что продольная реакция опорной поверхности $R_{хв}$ совершает работу как при реальном скольжении ($ds = V_{sв} dt$), так и при упругом ($s = V_{sy} dt$), которого, как такового, нет. Как известно, упругое скольжение — это псевдоскольжение, т.е. физически не существующее прокальзывание, которое обусловлено не движением протектора по опорной поверхности, а упругими деформациями шины. Поэтому приводимая в [2] формула (37) ошибочна. Если использовать обозначения автора, то при скольжении эта формула должна быть такой: $ds = \omega_{кв}(r_к^* - r_{op})dt$.

В-третьих, в уравнении (34) автор учитывает работу сил инерции вращательного движения колеса, но почему-то не принимает во внимание силу инерции поступательного. Ведь присутствие или отсутствие этой продольной силы, как отмечалось нами выше, сказывается и на величине продольного усилия $F_{хв}$, передаваемого ведущими колёсами на корпус автомобиля, следовательно, и на величине силы сопротивления корпуса, воспринимаемого колёсами.

В-четвёртых, возникает вопрос: а ради чего был затеян автором весь этот вывод? Оказывается, это нужно лишь для того, чтобы получить дифференциальное уравнение вращения ведущего колеса при его пробуксовывании (40): $J_{квпр} d\omega_{кв}/dt = M_д u_{тр} \eta_{тр} - M_{fв} - \varphi_x R_{zв} r_д$.

Однако его можно было получить гораздо проще, если составить просто уравнение крутящих моментов

относительно оси вращения колеса, как это принято для описания плоскопараллельного движения центра масс тела, причём без использованием красивых терминов "виртуальные работы" и "фазовые координаты". То же самое можно сказать и о втором уравнении, для получения которого автор составляет зачем-то уравнение "виртуальных" работ 42.

Два полученных уравнения автор дополняет "уравнением проходимого пути" $ds/dt = V_a$ и все три уравнения объединяет в систему. Следует отметить, что последнее уравнение, как и для случая движения при отсутствии буксования, является ошибкой, так как вместо него следовало быть дать другое уравнение, а именно $dx/dt = V_a$.

Для вычисления скорости внешнего проскальзывания $V_{sв}$, точнее пробуксовывания ведущего колеса, автор предлагает использовать формулу 33. Однако воспользоваться этой формулой нельзя, так как для этого надо знать, как минимум, $\omega_{кв}$ и V_a, а эти параметры, в свою очередь, могут быть вычислены, если известна скорость проскальзывания $V_{sв}$, которая необходима для задания коэффициента сцепления φ_x. Таким образом, образуется замкнутый круг. Автор предлагаемой методики расчёта или не замечает этого или утаивает от читателей то, как может быть разорван этот круг.

Другое замечание.

Очевидно, что если ведущее колесо не буксует, то скорость его проскальзывания протектора по опорной поверхности $V_{sв} = 0$, если же оно перешло в буксование, то $|V_{sв}| > 0$. Однако проф. Тарасик В.П. почему-то предлагает другие, на наш взгляд странные, критерии: "Если $|V_{sв}| > \Delta V_{sв}$, колесо буксует", "При $|V_{sв}| \le \Delta V_{sв}$ можно считать, что буксование прекратилось".

Задание таких критериев, по сути, означает, что колесо буксует лишь тогда, когда колесо ...буксует, но со скоростью $|V_{sв}| > \Delta V_{sв}$, а прекращает буксование, когда скорость внешнего скольжения становиться меньше некоторой величины $\Delta V_{sв}$. При этом не известно почему устанавливает значение $\Delta V_{sв} = 0{,}01\,\omega^*_{кв} r_{ко}$, где $\omega^*_{кв}$ — "угловая скорость ведущего колеса на низшей передаче трансмиссии при частоте вращения вала двигателя, соответствующей его максимальному моменту $M_{e\max}$" [2, с. 22].

Наконец, обратимся к выводам, которые формулирует автор.

Вывод № 1 сомнителен, так как модель движения с проскальзыванием ведущих колёс неработоспособна. Уравнение же движения автомобиля в отсутствие проскальзывания колес давно известно и автор не внёс в него ничего нового.

Вывод № 2 сформулирован не на основе теоретических построений автора. Это лишь спекуляция громкими именами. Вызывает особое недоумение и утверждение, что уравнение Лагранжа второго рода и принцип Даламбера—Лагранжа основаны на законе сохранения энергии. Автору следовало бы знать, что они основаны всего лишь на трёх фундаментальных законах динамики Ньютона—Галилея, а не на законах сохранения энергии.

Выводы № 3 и 4 — это не результат исследований, а всего лишь поучения читателей, не знающих, как полагает проф. Тарасик В.П., основы теоретической механики.

Выводы № 5, 6 и 7 — это тоже не результаты исследований автора, а тезисы, заимствованные, по видимому, из работ [3—5] другого автора, на которые проф. В.П. Тарасик не ссылается, а выдаёт за результаты своих размышлений.

Вывод № 8 — это превратное толкование роли силы тяги автомобиля, а также крутящего момента, подводимого к его ведущим колёсам, в процессе движения. Он не содержит главного — чёткого и однозначного ответа на вопрос: что же является движущим усилием автомобиля?

Литература

1. Тарасик В.П. Математическое моделирование прямолинейного движения автомобиля // Автомобильная промышленность, 2017, № 9. — С. 17—22.
2. Тарасик В.П. Математическое моделирование прямолинейного движения автомобиля // Автомобильная промышленность, 2017, № 10. — С. 19—23.
3. Копотилов В.И. Механизм движения самоходной транспортной машины // Вестник машиностроения, 2014, № 11. — С. 36—40.
4. Копотилов В.И. Механизм образования силы тяги у колёсных строительно-дорожных машин // Направления развития и перспективные способы строительства дорог, мостов и оборудования переправ: Материалы межвузовской региональной научн.-техн. конф. 29 апреля 2015 г. — Тюмень: ТВВИКУ, 2015. — С. 45—49.
5. Копотилов В.И. Сила тяги и механизм её образования // Автомобильная промышленность. — 2015. — № 7. — С. 4—9.
6. Копотилов В.И. Анализ некоторых версий силы тяги автомобиля // Грузовик. — 2014. — № 1. — С. 39—43.
7. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. — СПб.: БХВ-Петербург, 2006. — 478 с.
8. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: Учебник для втузов. — М.: Высшая школа, 2004. — 416 с.

УДК 629.33

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ДЛИНЫ ПЯТНА КОНТАКТА ЛЕГКОВЫХ РАДИАЛЬНЫХ НИЗКОПРОФИЛЬНЫХ ШИН С ДОРОЖНЫМ ПОКРЫТИЕМ

Д-р техн. наук **БАЛАКИНА Е.В., САРБАЕВ Д.С.**
Волгоградский ГТУ (fahrgestell2011@yandex.ru)

В задачах моделирования устойчивости движения и управляемости автомобилей и автобусов требуется информация о длине пятна контакта используемой шины с дорожным покрытием. Её значение обычно рассчитывают из геометрических соображений. При этом экспериментальные значения этой величины оказываются меньше расчётных вследствие особенностей деформации шины. Для учёта этого уменьшения длины пятна контакта авторы разработали общую методику определения уточняющего коэффициента K_h и применили её к легковой радиальной низкопрофильной шине. Это позволит более корректно рассчитывать длину пятна контакта шины с дорогой.

Ключевые слова: *шина, пятно контакта с дорожным покрытием, методика расчёта длины пятна контакта, уточняющий коэффициент для легковой радиальной низкопрофильной шины.*

Balakina E.V., Sarbaev D.S.
CALCULATION METHOD OF THE CONTACT LENGTH OF RADIAL LOW-PROFILE TIRE WITH ROAD COVERAGE

In the problems of modeling the stability of movement and controllability of cars and buses, information about the contact length of the used tire with the road surface is required. Its value is usually calculated from geometric considerations. In this case, the experimental sizes of this parameter are less than the calculated ones because of deformation features of the tire. To account for this decrease of contact length, the authors developed a general method for determining the specifying coefficient K_h and applied it to radial low-profile tire. This will allow a more correct calculation of the contact length of the tire with the road.

Keywords: *tire, contact with a road surface, method of calculating the contact length, a specifying coefficient for radial low-profile tire.*

При моделировании свойств устойчивости движения и управляемости АТС приходится иметь дело с моделированием длины пятна контакта колеса с дорогой. Корректный расчёт её величины определяет, в том числе, достоверность расчёта параметров явлений увода и колебаний управляемых колёс. Например, величина увода обратно пропорциональна длине пятна контакта, которая, в свою очередь, определяет плечо момента в пятне контакта от боковой реакции опорной поверхности [2]. Особенно важно иметь методику расчёта длины пятна контакта для легковых радиальных низкопрофильных шин, которые часто используются на скоростных автомобилях, и по ним отсутствуют экспериментальные данные относительно упругих свойств.

Первичный расчёт длины пятна контакта на начальном этапе удобно производить по формуле Хедэкеля (формула 1 в табл. 1), легко получаемой из геометрических соображений по схеме, приведённой на рис. 1 (P_z — нормальная нагрузка колеса, Н; z — радиальный прогиб шины, мм; R_0 — свободный радиус колеса, мм; l_c — длина пятна контакта, мм; b_c — ширина пятна контакта, мм).

Величину радиального прогиба, входящую в формулу Хедэкеля, можно вычислить по формуле 2. Величину радиальной жёсткости шины можно определить экспериментально, что трудоёмко и дорого, а можно вычислить по универсальной зависимости для шины соответствующей конструкции [4]. Такие зави-

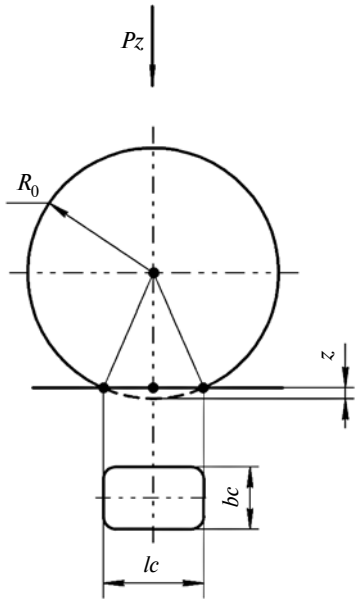


Рис. 1

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$l_{c0} = 2\sqrt{R_0^2 - (R_0 - z)^2} = 2\sqrt{z(2R_0 - z)}$	l_{c0} — расчётная длина пятна контакта по формуле Хедэкеля; R_0 — свободный радиус шины; z — радиальный прогиб шины
2	$z = \frac{P_z}{C_{tz}}$	P_z — нормальная нагрузка колеса, Н; C_{tz} — радиальная жёсткость шины, Н/мм
3	$l_c = K_h l_{c0}$	$K_h = l_{ce}/l_{c0}$
4	$l_c = 2K_h\sqrt{z(2R_0 - z)}$	—
5	$l_c \approx 1{,}2\sqrt{z(2R_0 - z)}$	—

Таблица 2

Тип шины	Рекомендуемая универсальная зависимость для расчёта радиальной жёсткости	Относительная погрешность, %	
		максимальная	средняя
Легковая радиальная	$C_{tz} = 166{,}1429 \prod_{i=1}^{4} Y_{pi}$; $Y_{p1} = -0{,}15771 + 0{,}0067 b_c$; $Y_{p2} = 0{,}62391 + 0{,}0006172 D_t$; $Y_{p3} = 0{,}4053341 + 0{,}000118836 P_{z\max}$; $Y_{p4} = 0{,}3185 + 0{,}849 \frac{p}{p_{\max}}$	13	4,0
Легковая диагональная	$C_{tz} = 201{,}6842 \prod_{i=1}^{4} Y_{pi}$; $Y_{p1} = -2{,}10538 + 0{,}01747 b_c$; $Y_{p2} = 0{,}74784 + 0{,}00040 D_t$; $Y_{p3} = 0{,}0631225 + 0{,}00018329 P_{z\max}$; $Y_{p4} = 0{,}25407 + 0{,}96191 \frac{p}{p_{\max}}$	18	6,8
Грузовая диагональная	$C_{tz} = 785{,}95 \prod_{i=1}^{5} Y_{pi}$; $Y_{p1} = 0{,}68765 + 0{,}0010287 B_t$; $Y_{p2} = 1 + 0{,}000004 D_t$; $Y_{p3} = 0{,}7721584 + 0{,}00000785 P_{z\max}$; $Y_{p4} = 0{,}46727 + 0{,}6995645 \frac{P_z}{P_{z\max}}$; $Y_{p5} = 0{,}8821875 + 0{,}1422837 \frac{p}{p_{\max}}$	17	5,4
Грузовая радиальная	$C_{tz} = 839{,}436 \prod_{i=1}^{2} Y_{pi}$; $Y_{p1} = 0{,}284905 + 0{,}0000267347 P_{z\max}$; $Y_{p2} = 0{,}2854095 + 0{,}776038 \frac{P_z}{P_{z\max}}$	10	3,5

симости приведены в табл. 2, где C_{tz} — радиальная жёсткость шины, Н/мм; B_t — ширина профиля шины, мм; D_t — наружный диаметр шины, мм; $P_{z\max}$ — максимальная нормальная нагрузка на шину по паспорту, Н; $P_z/P_{z\max}$ — отношение рабочей нагрузки к максимальной; $p/p_{\max}$ — отношение рабочего давления в шине к максимальному.

Рис. 2

Известно, что экспериментальная длина пятна контакта несколько меньше рассчитанной из геометрических соображений. Это связано с особенностями деформаций протектора в зонах над пятном контакта, т.е. величина этого отклонения определяется конструкцией шины. Поэтому вторичный расчёт длины пятна контакта заключается в учёте указанного её уменьшения. Это можно сделать по формуле 3 (см. табл. 1), где K_h — коэффициент учёта уменьшения длины пятна контакта, равный отношению экспериментальной длины к расчётной. Таким образом, длину пятна контакта шины с дорогой можно вычислить по итоговой зависимости 4.

Задача заключается в определении уточняющих коэффициентов K_h для шин разных конструкций. Для получения его величины у легковой радиальной низкопрофильной шины авторы использовали результаты эксперимента, описанного в работе [5]. На основании полученных автором этой работы экспериментальных результатов построены зависимости, представленные на рис. 2 (длина пятна контакта показана сплошной кривой, ширина — пунктирной). Эксперимент проводился для шины 245/45 R18. Её паспортные данные следующие: низкопрофильная, бескамерная, радиальная; отношение высоты профиля к ширине 45 %; допустимая нормальная нагрузка 710 кГ ≈ 7 кН; собственная масса 13,392 кг; объём наружный 0,11 м^3; ширина профиля в свободном состоянии 245 мм; высота профиля в свободном состоянии 110 мм; посадочный диаметр 441 мм; наружный диаметр 662...678 мм; максимальная скорость 300 км/час. Результаты расчёта K_h приведены в табл. 3.

Таблица 3

Параметры	Нормальная нагрузка колеса P_z, кН						
	6	7	8	9	10	11	12
Расчётная радиальная жёсткость шины C_{tz}, Н/мм	196	214	229	240	248	251	250
Расчётный радиальный прогиб шины z, мм	31	33	35	37	40	44	48
Расчётная длина пятна контакта l_{c0}, мм	282	290	300	310	321	334	348
Экспериментальная длина пятна контакта l_{ce}, мм	150	163	175	190	205	220	230
Экспериментальная ширина пятна контакта b_c , мм	197	199	200	200	200	202	203
Коэффициент учёта уменьшения длины пятна контакта K_h	0,53	0,56	0,58	0,61	0,64	0,66	0,66

Таким образом, длину пятна контакта для легковой радиальной низкопрофильной шины можно вычислить по приближённой зависимости 5, позволяющей получать более корректные результаты.

Литература

1. Балабин И.В. Автомобильные и тракторные колёса и шины / И.В. Балабин, В.А. Путин, И.С. Чабунин. — МГТУ "МАМИ", 2012. — 920 с.
2. Балакина Е.В. Устойчивость движения колёсных машин / Е.В. Балакина, Н.М. Зотов. — Волгоград: РПК "Политехник". 2011. — 464 с.
3. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др. / под ред. В.И. Кнороза. — М.: Транспорт, 1976. — 240 с.
4. Сальников В.И. Расчётно-экспериментальные универсальные зависимости для определения радиальной жёсткости шин / В.И. Сальников, А.А. Барашков, В.Н. Задворнов, Е.В. Балакина // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 7. — С. 13—14.
5. Саркисов П.И. Расчётно-экспериментальный метод моделирования нестационарного качения автомобильного колеса по недеформируемому опорному основанию. — Дисс. ... канд. техн. наук. — Москва, 2014. — 156 с.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.1

ОТЛИЧИЯ МЕТОДОВ КЛАССИФИКАЦИЙ ДВУХКОЛЁСНОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА В РАЗНЫХ СТРАНАХ

ГУЛЯЕВ Т.М., НЕКРАСОВ Р.Э.

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет имени Петра Великого

Рассматриваются различия действующих в различных странах методов классификаций двух- и трёхколёсного электротранспорта (электровелосипед, электромопед, электроскутер, электромотоцикл). Все существующие системы классификации двухколёсного электротранспорта носят национальный, реже — региональный характер. В ходе проведённого исследования автор изучил огромное количество нормативных документов, регламентирующих методы классификации двухколёсного электротранспорта в различных странах и наглядно приводит полученные данные в виде системных схем и сводных таблиц в данной статье.

Ключевые слова: *классификация; электротранспорт; электровелосипед; педэлек.*

Guljaev T.M., Nekrasov R.E. THE DIFFERENCE BETWEEN VARIOUS COUNTRY'S TWO-WHEELED ELECTRICAL VEHICLE CLASSIFICATION METHODS

This article describes key differences in the classification methods of light-weight two-wheeled electric vehicles in various countries. The author performs matching different approved classification methods, that are used within different countries. All existing two-wheeled vehicle classification methods are of national or regional nature. During further research, the author studied huge amount of various laws and other documents establishing classification method and further usage process rules for two- (three-) wheeled electrical vehicles.

Keywords: *classification; electric bicycle; e-bike; electric vehicle; pedelec*

Электровелосипед (в зарубежных источниках — *pedelec*) — понятие в отечественной научно-технической литературе не до конца устоявшееся и оттого довольно размытое в сознании потребителя. Ввиду компактности современных электроприводов двигатели, близкие по габаритным размерам, могут существенно различаться по номинальной мощности. Поэтому нередко можно увидеть на отечественном рынке электромопед, или даже электромотоцикл, позиционируемый и продаваемый как "электровелосипед" (в силу схожего с ним внешнего вида и наличия педального привода). Это в корне неверно.

В первую очередь такие ошибки обусловлены неверным техническим переводом зарубежных источников: англоязычный термин *"bicycle"*, большинство англо-русских словарей переводит как "велосипед", хотя технически его правильнее переводить как "двухколёсное транспортное средство". В неверном переводе на русский технический термин "*motor bicycle"* может быть записан как "велосипед с электромотором", хотя в контексте речь идёт конкретно о мотоцикле (в частности электрическом), лишённом мускульного привода. Во избежание подобных недоразумений проанализируем различные утверждённые классификации более подробно и сравним их.

Целью проводимого автором исследования является анализ и выявление отличий различных методов классификации двухколёсного электротранспорта существующих и применяющихся на данный момент в различных странах мира. Материалом для него послужили профильные нормативные документы и утверждённые стандарты, актуальные для различных стран. Автором были изучены действующие технические требования, стандарты и соответствующие разделы дорожного законодательства. Проведён сравнительный анализ нормативов, установленных для двух- и трёх- колёсного электротранспорта (табл. 1).

Двух- и трёхколёсные транспортные средства с электроприводом, могут функционально различаться: типом электропривода, его предельной номинальной мощностью и методом управления (условия активации электропривода). Различных комбинаций этих факторов имеется огромное множество и единой утверждённой международной технической специфика-

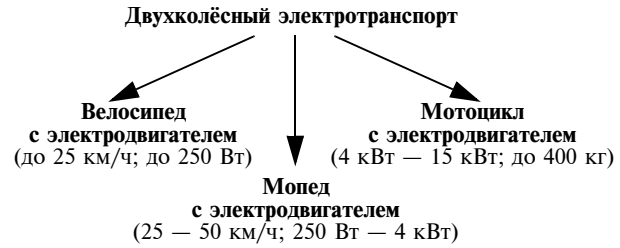


Рис. 1

ции для этих транспортных средств не существует. Каждая страна имеет свою нормативную классификацию для двухколёсных транспортных средств, оснащённых электродвигателем, устанавливаемую и контролируемую местным законодательством и организациями, регулирующим дорожное движение.

На территории **Российской Федерации** классификацию двухколёсного электротранспорта определяет Постановление правительства РФ № 221 от 22 марта 2014 года "О внесении изменений в постановление Совета Министров — Правительства Российской Федерации от 23 октября 1993 года № 1090 "О правилах дорожного движения" [1]. Отечественное законодательство признаёт три основных вида электротранспорта: велосипед с электрическим приводом; мопед с электрическим приводом; мотоцикл с электрическим приводом (рис. 1). ГИБДД приравнивает эти транспортные средства соответственно к велосипеду, мопеду и мотоциклу с ДВС.

Страна	Тип электротранспортного средства	Ограничения				Водительское удостоверение	Допуск на велодорожку	Регулирующие нормативно-правовые документы
		v_{max}, км/ч	P_{max}, кВт	m_{max}, кг	min возраст водителя			
Российская Федерация	Электровелосипед	25	0,25	—	—	Не требуется	Есть	Постановление правительства РФ № 1090 "О правилах дорожного движения" [1]
	Электромопед	50	0,25—4	—	16 лет	Категория М	Есть	
	Электромотоцикл	—	4—15	400	16 лет	Категория А	Нет	
Австралия	Класс 1 (*low powered cycle*)	25	0,2	—	—	Не требуется	Есть	New South Wels Road Rules [6, 7], Victoria Road Rules [8], Queensland Road Rules, Tasmanian Road Rules, West Australian Road Rules, South Australian Road Rules, ACT
	Класс 2 (*medium powered cycle*)	40	0,2—0,75	—	16 лет	Категория R (*rider*)	Есть	
	Класс 3 (*high powered cycle*)	50	0,75—1,5	—	16 лет	Категория R + гос. регистрация ТС	Нет	
Великобритания	EPAC (*pedelec*)	24	0,25	40	—	Не требуется	Есть	The Highway Code of the United Kingdom [9]
	moped	25—45	0,25	—	16 лет	Категория АМ	Есть	
	Электромотоцикл	—	более 0,25	—	17 лет	Категория А (1,2); В (трицикл)	Нет	
Европейский Союз	*Pedelec*	25	0,25	30	—	Не требуется	Есть	2002/24/EC [2], EN15194 [3]
	S-pedelec (не во всех странах)	45	0,5	30	16 лет	Не требуется	Есть	
	Электромотоцикл	более 45	более 0,5	более 30	18 лет	Категория А	Нет	
Израиль	*Pedelec*	25	0,25	30	—	Не требуется	Есть	EN15194 [3]
	Электромотоцикл	более 25	более 0,25	—	16 лет	Необходимо	Нет	
КНР	ТС с механическим приводом	30	—	20	—	Не требуется	Есть	PRC Technology Watch [10]
	ТС с немеханическим приводом	30	—	20	—	Не требуется	Есть	
Норвегия	*S-pedelec*	45	0,5	—	—	Не требуется	Нет	Законодательство Норвегии [11]
США	*Throttle*	32	750	—	—	Не требуется	Есть/нет	CPSC [4], Законодательство штата
Япония	*Prime mover (pedelec)*	24	—	—	—	Не требуется	Есть	Road Traffic Law of Japan [12], сертификат NPSC of Japan на транспортное средство
	Электромотоцикл	более 24	—	250	16 лет	*Motorbike license*	Нет	

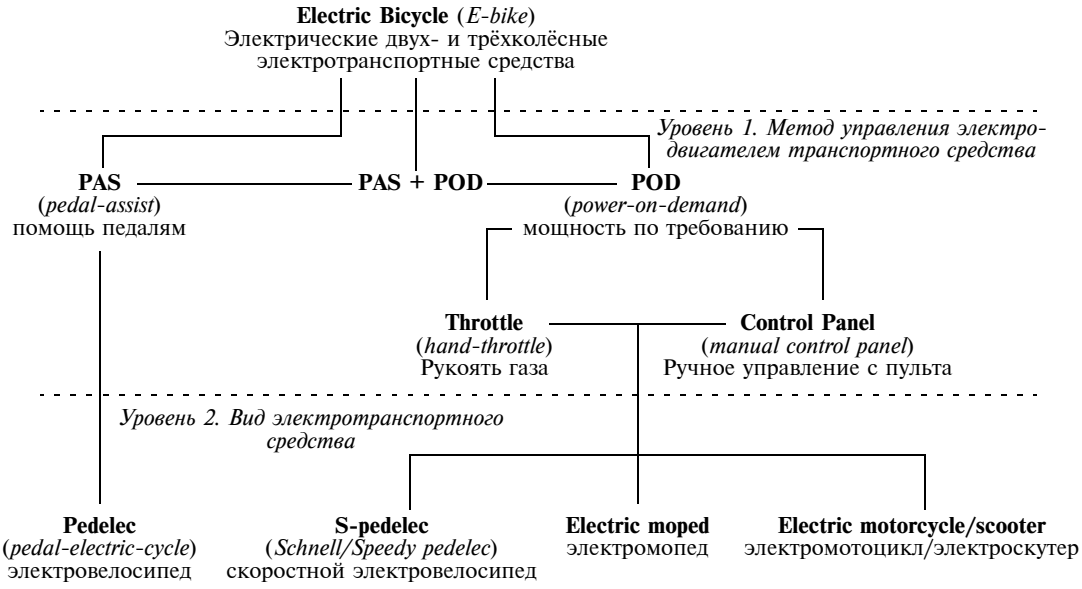


Рис. 2

Деление в отечественной классификации двух- и трёхколёсных транспортных средств производится исходя из трёх базовых показателей: максимальной скорости, развиваемой транспортным средством (при наличии педалей — при использовании только электродвигателя); максимальной номинальной мощности установленного на транспортном средстве электродвигателя; массы транспортного средства. Отечественная классификация не учитывает такие особенности конструкции электротранспортного средства, как: метод управления электродвигателем; число колёс транспортного средства; наличие/отсутствие у транспортного средства педального привода.

На территории **Европейского союза** двух- и трёхколёсные транспортные средства с установленным электроприводом классифицируются и регулируются согласно директиве 2002/24/ЕС [2] и стандарту безопасности потребителя EN 15194 [3]. На территории **США** общие положения и требования к безопасности транспортного средства, оснащённого электроприводом, регламентируются стандартом безопасности потребителя CPSC [4] и законодательством конкретного штата. Однако несмотря на различия в нормативных ограничениях (предельная скорость, мощность и вес транспортного средства), методика классификации, основные её термины и понятия в ЕС и США одинаковы. Эта классификация — двухуровневая (рис. 2).

Первый уровень классификации — **по методу управления транспортным средством.**

Все двух- и трёхколёсные электротранспортные средства в США, Канаде, Австралии и странах ЕС подразделяются на два основных класса и один смешанный. Один из основных имеет два подкласса: ***PAS*** (*pedal assistance*) — "*помощь педалям*"; ***POD*** (*power-on-demand*) — "*мощность по требованию*", *с подклассами* ***"throttle"*** (рычаг или рукоять газа) и ***"panel"*** (цифровой пульт управления); ***PAS + POD***.

Рассмотрим их.

PAS — метод управления электроприводом транспортного средства, оснащённого помимо электрического шатунно-педальным приводом на цепной или ременной передаче. Он заключается в активации электропривода при снижении скорости вращения педалей (колёс) велосипеда ниже заданной скорости вращения. Как правило, электродвигатель активируется при снижении скорости движения ниже 25 км/ч.

POD — метод управления электрическим приводом транспортного средства, заключающийся в активации электропривода пользователем вручную. Момент включения двигателя и уровень потребляемой им мощности определяется пользователем. Активация и выбор уровня энергопотребления электропривода могут быть реализованы с помощью рычага или рукояти газа, либо цифрового пульта управления. Исходя из этого транспортные средства класса POD строго подразделяется на вышеупомянутые *подклассы* ***throttle*** и ***panel***. При этом нормативные ограничения и правила поведения на проезжей части для этих двух подклассов существенно разнятся. Дело в том, что транспортные средства, управляемые электронной рукоятью газа, считаются в западных странах гораздо более безопасными. Этот тезис строится на том, что рукоять газа позволяет быстрее среагировать на ситуацию на дороге и остановить работу электродвигателя просто отпустив рычаг газа. А для остановки же электродвигателя с пульта управления необходимо точно нажать необходимую клавишу или их комбинацию.

Метод управления электродвигателем напрямую не связан с массой транспортного средства, мощностью установленного электропривода и другими параметрами. Однако на практике на маломощных электротранспортных средствах (*e-bike, pedelec*) чаще используют полностью автоматическую систему активации, деактивации и изменения скорости электропривода (*PAS*).

То есть частота вращения ротора электродвигателя на них изменяется автоматически, в соответствии с алгоритмами устройства, и пользователь не может влиять на этот процесс. Для более мощных электротранспортных средств (*electric moped/scooter, electric motorcycle, electric car*) — используется ручной метод управления (*POD*).

Второй уровень классификации — **по типу электротранспортных средств**.

Pedelec (*pedal electric cycle)* — педальный электрический велосипед. Представляет собой двухколёсное транспортное средство, способное приводиться в движение как педалями, так и электродвигателем. Впервые термин был предложен в 1999 году немецким аспирантом Сюзанной Брюш в докладе [5]. (В Великобритании понятие *"pedelec"* заменяет аналогичный термин *EPACs — electrical pedal assisted cycles.*)

Важная отличительная черта педэлека — автоматическая система управления двигателем *PAS.* То есть двигатель транспортного средства активируется автоматически, при снижении параметров движения (например, падении скорости движения ниже установленной или подъёме в гору). Вручную же активировать электродвигатель с помощью *PAS* невозможно.

Помимо готовых транспортных средств на рынке также существует множество специальных комплектов, предназначенных для самостоятельной трансформации обычного велосипеда в педэлек.

Законодательство ЕС позволяет использовать педэлек без возрастных ограничений, необходимости получения прав и регистрации транспортного средства. Такое транспортное средство может выезжать на велосипедные дорожки и использовать их для перемещения по городу и в парковой зоне отдыха [2], [3].

S-pedelec — *скоростной педэлек,* представляющий собой собой велосипед с электроприводом с повышенными характеристиками — более мощный и динамичный, чем педалек. Важное конструктивное отличие транспортного средства *s-pedelec* от *pedelec* — наличие (у первого) системы ручной активации электродвигателя *POD* вместо системы автоматической *PAS.*

С-педалек регламентируется классификацией электротранспорта отдельных стран (Германия, Италия, Норвегия и др.), но не всего ЕС. В странах, где это понятие не принято, транспортные средства данного типа пока классифицируются как простой педалек либо *electric moped*, однако список стран, использующих данный термин, стремительно расширяется. В Австрии, например, скоростной педалек классифицируется, как "мопед", для которого имеются возрастные ограничения использования.

Electric Moped — электрический мопед — двухколёсное электротранспортное средство, которое может быть оснащено педалями, но по массе, характеристикам двигателя и дальности хода располагается между электровелосипедом и электромотоциклом. Как правило, внешне электрический мопед практически невозможно отличить от электровелосипеда или скоростного педалека, поскольку габариты и масса их компонентов близки. Но некоторые производители пытаясь как можно рациональнее использовать преимущество в мощности двигателя, используют усиленные рамы, на которые можно установить больше элементов питания.

Electric Motorcycle/Electric Scooter — электрические мотоцикл/электрический скутер — самые мощные и тяжёлые двухколёсные электротранспортные средства. Оснащается одним или двумя электродвигателями (мощностью свыше 250 Вт каждый), мотоциклетной либо усиленной велосипедной рамой и крупногабаритной аккумуляторной батареей (либо водородным топливным элементом), обеспечивающим ему значительную дальность хода, сопоставимую с дальностью пробега бензинового мотоцикла с полностью заправленным баком (до 250 км). Отличается от электрического мопеда максимально допустимыми параметрами массы и скорости транспортного средства, а также повышенной мощностью установленных электроприводов.

Как видим, методики классификации двухколёсных транспортных средств в различных странах существенно отличаются друг от друга, а в отдельных случаях и противоречат друг другу. Этот момент необходимо учитывать и должным образом прорабатывать при разработке электротранспортных средств, ориентированных на мировой рынок.

Список литературы

1. Постановление правительства РФ № 221 от 22 марта 2014 года "О внесении изменений в постановление Совета Министров — Правительства Российской Федерации от 23 октября 1993 года № 1090 (ПДД РФ)".
2. Директива Европейского Парламента и Совета Европейского Союза 2002/24/ЕС от 18 марта 2002 г. относительно двухколёсных транспортных средств.
3. Стандарт Евросоюза по безопасности двухколёсных электротранспортных средств EN 15194.
4. Постановление Комиссии США по обеспечению безопасности потребителя.
5. Сюзанна Брюш [Susanne Brüsch] "Педелек: транспортное средство будущего" [Pedelecs: Fahrzeuge der Zukunft] сборник докладов конференции Extra Energy, Heidelberg University, Танна (Германия), апрель 1999.
6. "Road User's Handbook", Roads and Maritime Services of New South Wels pub, Сидней, 2018, ISSN: K 1038-1724, p. 26.
7. "A Handbook For Bicycle Riders", Roads and Maritime Services of New South Wels pub, Сидней, 2018, ISSN: 1836-6511
8. "Bike Law", Victoria Law Foundation Community, Мельбурн, 2015, ISBN: 9780987330338.
9. The Highway Code of the United Kingdom [Электронный ресурс] // highwaycodeuk.co.uk: портал основных положений дорожного регулирования в Соединённом Королевстве Великобритании и Северной Ирландии, министерство юстиции Великобритании, Лондон, 2018 (дата обращения 01.05.18). URL: http://www.highwaycodeuk.co.uk/uploads/3/2/9/2/3292309/the-official-highway-code-with-annexes-uk-en-12-04.pdf (дата обращения: 01.05.18)
10. Japan Government Act #105 of June 25, 1960, "Road Traffic Act of Japan" [Электронный ресурс] // japaneselawtranslation.go.jp: портал переводных текстов законодательства Японии, Министерство юстиции Японии, Токио, 2018 URL: www.japaneselawtranslation.go.jp/law/detail_main?re=&vm=2&id=2962 (дата обращения 01.05.18)

Указатель статей, опубликованных в 2018 г.

№

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

АСМ-факты 3, 4, 5, 6, 7, 9, 11, 12

Герасимов А.Р., Горин Л.Н., Лопоткин А.М. — Базовая модель стоимости жизненного цикла. Эффективность и критерии надёжности сложных технических систем 9

Дубовик Е.А. — Мотивация и стимулирование персонала предприятия 3

Швеёва Е.И. — Возникновение рисков при несоблюдении стандартов обслуживания в автотехцентрах . . . 2

Касьянов С.В., Ямалиева Р.А. — Опыт подготовки результативного внедрения СМК по требованиям *IATF 16949—16* 11

Козловский В.Н., Айдаров Д.В., Васильев М.М., Шанин С.А. — Разработка и реализация аналитического комплекса по определению целей в области качества для предприятий автомобильной промышленности 4

Козловский В.Н., Айдаров Д.В., Панюков Д.И., Шанин С.А. — Эффективность реакции автопроизводителя на проблемы качества продукции 8

Козловский В.Н., Антипов Д.В., Айдаров Д.В., Клейменов С.И. — Проблемы и перспективы интеллектуализации управления качеством сборочных процессов в автомобилестроении 10

Козловский В.Н., Антипов Д.В., Панюков Д.И., Клейменов С.И. — Аспекты создания профессиональной группы экспертов при решении проблем качества продукции автопрома 5

Фасхиев Х.А. — Экономическая эффективность грузового автомобиля на электрической тяге 6, 7

Чириканова Е.А. — Тенденции изменений утилизационного сбора 12

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Бакута Е.Ю., Чернышев В.В., Захаренко А.М., Угай С.М., Хиен Т.Ч., Хаи Л.Х., Анисимов Н.Ю., Голохваст К.С. — Морфологический и химический состав твёрдых частиц отработавших газов мотоциклов 2

Балабин И.В., Балабин О.И., Чабунин И.С. — Есть ли будущее у диагональных шин? 5

Балабин И.В., Попов С.Д., Чабунин И.С. — К вопросу конструкции обода колеса для шин регулируемого давления воздуха 3

Балабин И.В., Соколов С.Л., Балабин О.И., Чабунин И.С. — Диагональные и радиальные шины при эксплуатации на дорогах повышенной шероховатости 6

Балабин И.В., Щербаков Ю.М. — Метод описания профиля и расчёт НДС гиперупругого цилиндра при простом растяжении—сжатии 8

Балакина Е.В., Сарбаев Д.С. — К вопросу об определении коэффициента продольного скольжения колеса 10

Белоусов Б.Н., Демик В.В., Люшнин С.А., Степнов В.Л., Кузминов К.С., Петухов А.И. — Новые схемы привода для мехатронной системы подрессоривания колеса 9, 10

Богданов В.Н., Вихлянцев П.С., Сердюков Н.Н., Блудов Д.А. — Радиочастотная метка для пневматических шин 10

№

Вальехо-Мальдонадо П.Р., Трифонов В.Л., Марков В.А. — Топливная экономичность бензиновых двигателей с расслоением рабочего заряда и дизелей с непосредственным впрыскиванием топлива 2

Ватагин А.А., Лебедев А.Е., Павлов А.А. — Аварийный автоматический выключатель аккумуляторной батареи 7

Геращенко В.В., Коваленко Н.А., Лобах В.П., Билык О.В. — Система автоматического управления скоростью автомобиля в зависимости от сопротивления движению 4

Гладов Г.И., Фоминых А.Б. — Электроника в системах управления движением автопоездов 5

Годжаев З.А., Михолап Л.А., Комаров Ю.Я., Кораляш В.А., Волчков В.М. — Особенности конструкции управляемых сцепных устройств малотоннажных автопоездов по критериям надёжности и безопасности 4

Грушников В.А. — Перспективы беспилотных колесных транспортных средств 12

Гуськов В.В., Бойков В.П., Карпиевич Ю.Д., Сушнёв А.А. — Буксование ведущих колёс при движении по грунтовой поверхности 6

Гуськов В.В., Бойков В.П., Карпиевич Ю.Д., Сушнёв А.А. — Взаимодействие движителя многоцелевой колёсной машины с грунтовой поверхностью 5

Гуськов В.В., Бойков В.П., Карпиевич Ю.Д., Сушнёв А.А. — Тяговая и динамическая характеристики многоцелевой колёсной машины при движении её по грунтовой поверхности 7

Дунин А.Ю. — Результаты экспериментального исследования влияния на показатели рабочего цикла дизеля давления впрыскивания до 300 МПа 1

Дыгало В.Г., Ревин А.А. — Средства и методы формирования эксплуатационных свойств колёсной машины в режиме торможения 10

Ефимов А.В., Корчагина М.В., Киреев С.О. — Критерий оптимизации типа межосевого привода 9

Зайцев С.В., Малахов Д.Ю. — Сопротивление движению амфибийных двухзвенных гусеничных транспортёров на воде 9

Иванов А.М., Кристальный С.Р., Топорков М.А. — Использование прогнозирования коэффициента сцепления шин с опорной поверхностью для повышения эффективности действия опережающих систем экстренного торможения 2

Копотилов В.И. — Роль сил внутреннего трения в шине при переходе колеса в качение 10

Копотилов В.И. — Несколько замечаний о моделировании прямолинейного движения автомобиля . . . 12

Кузьмин В.А., Годжаев Т.З., Годжаев З.А. — Оценка эффективности виброзащиты гидравлической системы подрессоривания мобильных машин с активным нейросетевым регулированием 8

Кузнецов Е.В. — Влияние параметров гидротрансформатора на характеристики гусеничной машины 5

Кулько А.П., Кулько П.А. — Энергосберегающая климатическая система автобуса: проблемы и решения . . 3

Лебедев А.Е., Лебедев Д.В., Ватагин А.А., Павлов А.А. — Устройство для привода толкателей плунжеров топливного насоса высокого давления 7

№

Мамити Г.И. — Влияние на скорость движения автомобиля радиуса колёс и высот расположения центров парусности и масс 2

Мамити Г.И., Льянов М.С., Ким В.А. — Использование основного понятия механики — сила в теории движения и расчёте механизмов автомобиля 6

Мамити Г.И., Льянов М.С., Сланов С.А. — Расчёт барабанного тормоза с самоустанавливающимися колодками 9

Мамити Г.И. — Новое уравнение движения колёсной машины и возражения его противников 4

Нетрусов А.Н., Фомин В.М. — Исследование прочностных и массоинерционных характеристик ротора турбокомпрессора из композиционных материалов 5

Падалкин Б.В., Котиев Г.О., Горелов В.А. — "Колёсный ход" триады: возрождение отечественной отрасли транспортного специального машиностроения 6

Петровский С.В. — Экспериментальные исследования характеристик системы зажигания автомобилей для адаптации математических моделей 12

Печенев А.М. — Охлаждение двигателя испарением воды, распыляемой внутри цилиндров 11

Подзирей Ю.С. — Об использовании авиационной технологии для конструирования полноприводного АТС 8

Пожидаев С.П. — Торжество науки над здравым смыслом 4

Попов А.В., Козырин Н.С., Мальцев Д.В. — Двухпоточная трансмиссия против вариатора 11

Путинцев С.В., Аникин С.А., Ратников А.С. — Аналитико-расчётное сопоставление гладкой и шероховатой поверхностей трения цилиндра поршневого двигателя с позиций гидродинамики и трибологии 7

Путинцев С.В., Кириллов А.Г., Ратников А.С. — Обоснование и постановка задачи сравнительного анализа эффективности гладкой и шероховатой внутренних поверхностей цилиндров поршневых двигателей 3

Румянцев Л.А. — Новая планетарная коробка передач. Устройство управления 9

Румянцев Л.А. — Устройство управления гидромеханической передачей 7

Свияженинов Е.Д. — Роторный мультипликатор непрерывной коммутации многоканальной системы зажигания ДВС 1

Тарасик В.П. — Методика моделирования планетарной коробки передач 10

Тарасик В.П. — Методика определения параметров подвески автомобиля 12

Тарасик В.П., Романович Ю.С. — Переключение передач карьерного самосвала с ГМП 8

Тверсков Б.М. — Включение передач в коробках типа WSK 1

Тверсков Б.М. — Полноприводный грузовой автомобиль и его характеристики 11

Топалиди В.А. — Классификация способов и средств повышения курсовой устойчивости прицепов . . . 3

Третьяк Л.Н., Бондаренко Е.В., Вольнов А.С. — Совершенствование конструкции нейтрализаторов отработавших газов двигателей внутреннего сгорания . . . 2

Шабанов А.А., Енин А.А., Волков Д.В., Шабанов А.В. — Расчётно-экспериментальный метод определения составляющих дорожной нагрузки при выборе мощности силовой установки автомобиля 4

Шипилевский Г.Б. — Навигационное обеспечение беспилотного автомобильного транспорта 6

№

Шипилевский Г.Б. — Перспективы и целесообразность применения беспилотных автотранспортных систем 1

Шишкин С.В. — К расчёту контактных напряжений между цилиндром и разрезным поршневым кольцом 11

Читатель предлагает

Пожидаев С.П. — Об уточнении Международной системы единиц 7

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Андрианов Ю.В., Комаров В.В. — Подход к формированию и систематизации категориально-понятийного аппарата в сфере запасных частей транспортных средств 2

Антипенко Г.Л., Судакова В.А., Шамбалова М.Г. — Тестовая диагностика — новый уровень контроля технического состояния гидромеханических трансмиссий 9

Аралбаев Т.З., Султанов Н.З., Сарайкин А.И. — Повышение производительности системы информационной поддержки водителя автомобиля в условиях дефицита визуальной информации 3

Байбакова А.А. — Стенд для диагностики ведущих мостов грузовых автомобилей 6

Болдин А.П., Максимов В.А., Постолит А.В., Миротин Л.Б., Хазиев А.А. — Методика оперативного определения норм расхода топлива городскими автобусами с учётом сложности маршрута движения . . . 6

Воробьёв Ю.В., Дунаев А.В. — Активация моторных топлив 9

Геращенко В.В., Коваленко Н.А., Щур А.В., Зайцев А.И. — Модернизированное устройство для бортового диагностирования тормозной системы автомобиля 10

Дубовик Е.А. — Анализ деятельности автосервисного предприятия 7

Дубовик Е.А. — Приспособление для односторонней точечной сварки 5

Дьяков И.Ф. — Обеспечение надёжности транспортных средств с использованием нейронной технологии 5

Ковриков И.Т., Калимуллин Р.Ф., Казаков А.В. — Оценка эффективности средства тепловой подготовки автомобильного двигателя к холодному пуску 1

Крайнюков А.В., Жегалов И.Н. — Результаты экспериментальных исследований пьезоэлектрической ультразвуковой обработки моторного масла в условиях низких температур 4

Лебедев Д.В., Лебедев А.Е. — Метод акустической диагностики узлов и агрегатов транспортных средств 5

Лисенков Д.В., Дунаев А.В. — Организационные особенности применения триботехнических составов для продления ресурса изношенной автотракторной техники 3

Любимов И.И., Султанов Н.З. — Повышение эффективности функционирования специализированного АТП за счёт оптимизации количества и типа автотранспортно-контейнерного парка 3

Неволин Д.Г., Ковриков И.Т., Новосёлов В.Л. — Повышение устойчивости, управляемости и плавности хода автопоездов 3

№

Павлишин С.Г., Баранов Д.Е. — Технология оценки объемов восстановительного ремонта транспортных средств страховой компанией 11

Певнев Н.Г., Рассоха В.И., Василиненко Э.Р., Банкет М.В. — Мероприятия по обеспечению работоспособности и безопасной эксплуатации автомобилей при использовании в качестве топлива сжиженного углеводородного газа 8

Послwoвский А.П., Сорокин В.В., Хлуденёв А.В., Певнев Н.Г. — Информационно-измерительная система для определения функциональных показателей теплообменников автотранспортных средств 2

Пузаков А.В., Филатов М.И., Бондаренко Е.В., Миркитанов В.И. — Обоснование диагностических параметров автомобильных стартеров 1

Разговоров К.И. — Исследование неисправной работы дренажной системы подкапотного пространства легкового автомобиля 4

Семыкина А.С., Загородний Н.А., Конев А.А. — Снижение ремонтных простоев транспортного комплекса горно-обогатительных комбинатов 11

Сливинский Е.В., Корчагин В.А., Ризаева Ю.Н. — Для снижения трудоёмкости замены повреждённого колеса запасным 7

Филатов М.И., Миркитанов В.И., Певнев Н.Г., Булатов С.В. — Методика определения потребности в запасных частях для трансмиссий городских автобусов 1

Хасанов Р.Х., Хасанов И.Х., Рассоха В.И. — Эксплуатация легковых автомобилей с учётом технического состояния электрических проводов 2

Энглези И.П. — Определение многофакторной зависимости вероятности ДТП на участках транспортной сети и в транспортных узлах 1

Якунина Н.В., Якунин Н.Н., Меньших О.М., Грибков К.В. — Влияние состояния организационно-технологической системы на безопасность перевозок пассажиров автомобильным транспортом 1

Якунин Н.Н., Якунина Н.В., Дрючин Д.А., Тищенко А.С. — Повышение эффективности эксплуатации парка автомобилей на газомоторном топливе на основе структурно-ориентированного моделирования 2

Якунина Н.В., Якунин Н.Н., Дрючин Д.А., Легащев С.В. — Моделирование провозной способности городского пассажирского транспорта с учётом возможности улично-дорожной сети 3

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Александров И.К. — Стендовый способ опеределения механических потерь в пневматической шине . . . 1

Алиев А.А. — Выбор и совершенствование конструкционных сталей 4

Балакина Е.В., Сарбаев Д.С. — Методика расчета длины пятна контакта легковых радиальных низкопрофильных шин с дорожным покрытием 12

Гадалов В.Н., Филонович А.В., Филатов Е.А., Макарова И.А., Ерохин Р.Ю. — Исследование и разработка методов повышения надёжности и работоспособности деталей ЦПГ дизелей многофункциональными покрытиями 6

Иванов А.М., Борисевич В.Б., Кристальный С.Р., Попов Н.В., Фомичев В.А. — Сцепные характеристики шипованных шин с уводом 10

№

Казанников О.В. — Восстановление и упрочнение выпускных клапанов ДВС методом электроискрового легирования 7

Кириллов К.А., Рыжевич А.В. — *IT*-технологии для автоматизации документооборота аккредитованных лиц на оценку соответствия согласно требованиям *ТР ТС 018/2011* 11

Мельников А.Н., Гончаров А.А., Федотов А.М. — Метод диагностирования топливных форсунок аккумуляторных систем питания дизелей 3

Михайлов В.Г. — Метод замеров микропрофилей дорог на движущемся АТС 8

Неволин Д.Г., Калимуллин Р.Ф., Новосёлов В.Л. — Методология конструирования кинематических стендов с беговыми барабанами для диагностирования тормозных систем и подвески автопоездов 2

Шандров Б.В., Булавин И.А., Самойлова А.С. — Адаптивное управление процессом регулирования преднатяга подшипников 5

Шандров Б.В., Булавин И.А., Самойлова А.С. — Регулировка преднатяга роликоподшипников при их дуплексации с использованием деформируемых распорных втулок 9

ИНФОРМАЦИЯ

Комаров В.В., Андрианов О.В. — Методические подходы к структурной модернизации системы автогражданской ответственности 1

Метлев В.С., Лемешкин А.В. — Применение методов технической экспертизы при расследовании фактов мошенничества в сфере ОСАГО 3

Гуляев Т.М., Некрасов Р.Э. — Отличия методов классификаций двухколёсного электротранспорта в разных странах 12

Реплика читателя

Черкашин Ю.С. — Электромобиль или автомобиль "на газе"? 4

Вышли из печати

Рябчинский А.И., Карпов В.В. — Безопасность автотранспортных средств 6

Из истории отечественного автомобилестроения

Московские автозаводцы в глубоком тылу. На Волге . . 5

За рубежом

Бибендум будет гордиться 9

Грушников В.А. — Перспективные инновации в автомобильной сфере 6

Коротко о разном 6, 7, 10, 11, 12

Сазонов С.Л., Чэнь Сяо — Современное состояние автомобильной промышленности Китая 11

Юбилеи

И.В. Балабину — 85! 3

НАМИ — 100 лет! 11

Некролог

В.М. Шарипов (1953—2018) 6

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Чирикановa Е.А. — Тенденции изменений утилизационного сбора 1

АСМ - факты 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Грушников В.А. — Перспективы беспилотных колёсных транспортных средств 5

Тарасик В.П. — Методика определения параметров подвески автомобиля 10

Петровский С.В. — Экспериментальные исследования характеристик системы зажигания автомобилей для адаптации математических моделей 20

Копотилов В.И. — Несколько замечаний о моделировании прямолинейного движения автомобиля 24

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Балакина Е.В., Сарбаев Д.С. — Методика расчёта длины пятна контакта легковых радиальных низкопрофильных шин с дорожным покрытием 31

ИНФОРМАЦИЯ

Гуляев Т.М., Некрасов Р.Э. — Отличия методов классификаций двухколёсного электротранспорта в разных странах 33

Указатель статей, опубликованных в 2018 г. 37

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

Р Е Д А К Ц И О Н Н А Я К О Л Л Е Г И Я:

Балабин И.В. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана*
Бахмутов С.В. — *д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"*
Гируцкий О.И. — *д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ*
Гладков В.И. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИТавтопром"*
Ковригин А.С. — *зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"*
Комаров В.В. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора ОАО "НИИАТ" по научной работе*
Коровкин И.А. — *канд. экон. наук, исполнительный директор НП "ОАР"*
Котиев Г.О. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана*
Круглов С.М. — *зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"*
Ксеневич Т.И. — *канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"*
Мамити Г.И. — *д-р техн. наук, профессор Горского Агроуниверситета (Владикавказ)*
Марков В.А. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана*
Сорокин Н.Т. — *д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России*
Тер-Мкртичьян Г.Г. — *д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"*
Титков А.И. — *канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"*
Топалиди В.А. — *канд. техн. наук, ТАДИ*
Филимонов В.Н. — *ответственный секретарь "АП"*

Белорусский редакционный совет:

Альгин В.Б. — *д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси*
Егоров А.Н. — *генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"*
Захарик А.М. — *канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"*
Кухаренок Г.М. — *д-р техн. наук, профессор БНТУ*
Мариев П.Л. — *д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси*
Николаев Ю.И. — *главный конструктор ОАО "МЗКТ"*
Сазонов И.С. — *д-р техн. наук, проф., ректор Болорусско-Российского университета (Могилёв)*
Харитончик С.В. — *д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)*

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 09.10.2018. Подписано в печать 29.11.2018.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПИ № 77-7184
Цена свободная.
Журнал рекомендован ВАК РФ для публикации трудов соискателей ученых степеней, входит в международную базу данных *"Chemical Abstracts"*.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.