МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ, МОЛОДЕЖИ И СПОРТА
АВТОНОМНОЙ РЕСПУБЛИКИ КРЫМ

РЕСПУБЛИКАНСКОЕ ВЫСШЕЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ
«КРЫМСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-ПЕДАГОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

К 20-летию Крымского инженерно-педагогического университета

УЧЕНЫЕ ЗАПИСКИ КРЫМСКОГО ИНЖЕНЕРНО-ПЕДАГОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

Выпуск 38

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Симферополь
2013

Свидетельство о государственной регистрации печатного средства массовой информации выдано Государственным комитетом телевидения и радиовещания Украины 12.01.2006 г. Серия КВ № 10833.

Сборник включен в перечень научных специальных изданий.
Постановление президиума ВАК Украины № 1-05/2 от 10.03.2010 г.

Редакционная коллегия серии «Технические науки»:
Якубов Ф. Я., доктор технических наук, профессор, ректор Республиканского высшего учебного заведения «Крымский инженерно-педагогический университет» (главный редактор)
Абдулгазис У. А., доктор технических наук, профессор, декан инженерно-технологического факультета Республиканского высшего учебного заведения «Крымский инженерно-педагогический университет» (заместитель главного редактора)
Бабицкий Л. Ф., доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой механизации, энергетики и технического сервиса Южного филиала Национального университета биоресурсов и природопользования Украины «Крымский агротехнологический университет»
Люманов Э. М., кандидат технических наук, доцент, первый проректор Республиканского высшего учебного заведения «Крымский инженерно-педагогический университет»
Николенко И. В., доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой водоснабжения, водоотведения и санитарной техники Национальной академии природоохранного и курортного строительства
Подригало М. А., доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой технологии машиностроения и ремонта машин Харьковского национального автомобильно-дорожного университета
Полянский А. С., доктор технических наук, профессор, профессор кафедры технологии машиностроения и ремонта машин Харьковского национального автомобильно-дорожного университета
Шмигальский В. Н., доктор технических наук, профессор, профессор кафедры технологии машиностроения Республиканского высшего учебного заведения «Крымский инженерно-педагогический университет»
Шрон Л. Б., кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры технологии машиностроения Севастопольского национального технического университета

Фазылова А. Р. (ответственный редактор)

Печатается по решению Ученого совета Республиканского высшего учебного заведения «Крымский инженерно-педагогический университет». Протокол № 9 от 29.04.2013 г.

Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск 38. Технические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2013. – 110 с.

В сборник включены статьи по инженерно-техническим направлениям научно-исследовательской деятельности, подготовленные профессорско-преподавательским составом, научными работниками, аспирантами и студентами Крымского инженерно-педагогического университета, а также других вузов.

Для научных работников, преподавателей, аспирантов и студентов высших учебных заведений.

Друкується за рішенням Вченої ради Республіканського вищого навчального закладу «Кримський інженерно-педагогічний університет». Протокол № 9 від 29.04.2013 р.

Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Випуск 38. Технічні науки. – Сімферополь : НІЦ КІПУ, 2013. – 110 с.

У збірник вміщено статті з інженерно-технічних напрямів науково-дослідної діяльності, які підготовлені професорсько-викладацьким складом, науковцями, аспірантами, студентами Кримського інженерно-педагогічного університету, а також інших ВНЗ.

Для науковців, викладачів, аспірантів і студентів вищих навчальних закладів.

©НИЦ КИПУ, 2013

СОДЕРЖАНИЕ

Раздел 1. АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТА

Сулейманов Э. С., Абдулгазис А. У. Анализ и перспективы развития дорожно-транспортной системы восточного Крыма как части международного транспортного коридора Европа–Кавказ–Азия ……... 4

Феватов С. А., Абдулгазис А. У., Абдулгазис У. А. Анализ пригодности для расследования ДТП известных методов экспериментального определения коэффициента сцепления ……..… 11

Подригало Н. М. Влияние неравномерности крутящего момента на динамические и мощностные показатели двигателей внутреннего сгорания колесных машин ……..……. 18

Клец Д. М. Применение нечеткой логики в системе повышения устойчивости автомобиля против заноса …… 24

Халилов В., Менасанова С. Э., Абдулгазис У. А. Возможности адаптации современных дизельных двигателей к топливу с повышенным содержанием серы ……..… 29

Глущенко В. В. Анализ ДТП, вызванных опрокидыванием автомобильных транспортных средств, и требований к устойчивости положения автоцистерн …… 38

Раздел 2. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Абдулгазис Д. У., Абдулгазис У. А., Ягьяев Э. Э., Умеров Э. Д. Анализ методов активации СОТС при обработке металлов резанием …… 46

Колесов А. Г., Сазонов С. Е., Братан С. М. Доводка и полирование в структуре технологического процесса изготовления маятников акселерометров …….….. 50

Богуцкий В. Б., Шрон Л. Б., Шрон Б. Л., Богуцкий Б. В. Особенности правки шлифовальных кругов с прерывистой поверхностью ……..… 56

Стреляная Ю. О., Новиков П. А., Братан С. М. Повышение эффективности процесса чистового точения на тяжелых станках …….….… 61

Хромов О. В., Харченко А. О. Численный анализ эффективности работы роликового гасителя колебаний ……..…... 64

Леонтьев В. В., Хромов В. Г. Поведение смазки при обычном и гидродинамическом волочении стальной канатной проволоки методом конечных элементов в COMSOL MULTIPHYSICS …….. 66

Абдурайимов Л. Н. Оптимальное размещение промышленных изделий на рабочей платформе установки послойного выращивания …….. 71

Раздел 3. СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

Бабицкий Л. Ф., Соболевский И. В. Оценка технологической работоспособности машинно-тракторного агрегата при его эксплуатации ……..... 78

Бабицкий Л. Ф., Соболевский И. В., Куклин В. А. Обоснование оптимальных параметров ротационного рыхлителя для поверхностной обработки почвы …….… 82

Раздел 4. ПРОБЛЕМЫ ОХРАНЫ ТРУДА И ЗАЩИТЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Ниметулаева Г. Ш., Аблязов Н. Р. Использование методов оценки профессионального риска с целью предотвращения травматизма в строительстве ……..… 86

Бекиров Э. А., Абибуллаев А. Н. Экологические аспекты деятельности ТЭС. Расчет выбросов и воздействие ТЭС на окружающую среду (на примере Сакской ТЭС) ……... 91

Раздел 5. ТЕХНОЛОГИИ ШВЕЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Лопашова Ю. А., Лосева Е. И. Роспуск как один из сложных способов раскроя меховых шкурок ……... 98

Сейдаметова З. Н. Использование 3D-технологий в процессе проектирования швейных изделий …….….. 103

РАЗДЕЛ 1. АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТА

УДК 656.13

Сулейманов Э. С., Абдулгазис А. У.

АНАЛИЗ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ ВОСТОЧНОГО КРЫМА КАК ЧАСТИ МЕЖДУНАРОДНОГО ТРАНСПОРТНОГО КОРИДОРА ЕВРОПА–КАВКАЗ–АЗИЯ

У статті проведено аналіз пріоритетності транспортно-логістичної функції Східного Криму, яка визначається її вузловим географічним положенням в Азовсько-Чорноморському басейні та перспективними планами входження України в систему транскордонних транспортних коридорів.

Ключові слова: *ТРАСЕКА, транспортних перехід.*

В статье проведен анализ приоритетности транспортно-логистической функции Восточного Крыма, которая определяется ее узловым географическим положением в Азовско-Черноморском бассейне и перспективными планами вхождения Украины в систему трансграничных транспортных коридоров.

Ключевые слова: *ТРАСЕКА, транспортный переход.*

The analysis of the priority transportation and logistics functions Eastern Crimea, which is determined by its geographical location in the hub of the Azov-Black Sea basin and long-term plans of Ukraine's entry into the system of cross-border transport corridors.

Key words: *TRACECA, transport transition.*

Постановка проблемы. В 1993 году на конференции в Брюсселе Евросоюз предложил реализовать в рамках Тасис программу технического содействия «Транспортный коридор Европа–Кавказ–Азия», больше известную как ТРАСЕКА. В свою очередь, государства Центральной Азии, Европы и Кавказа выразили согласие участвовать в программе, финансируемой ЕС. Такое решение было обусловлено благоприятным географическим расположением этих стран, которые являются естественным связующим звеном между Европой и Азией. Кроме того, ТРАСЕКА может также рассматриваться в качестве основного и дополнительного торгового коридора древнего Великого Шелкового пути. В круг государств-членов, подписавших в сентябре 1998 г. в г. Баку Основное Многостороннее соглашение (ОМС) по ТРАСЕКА, вошли Азербайджан, Армения, Грузия, Украина, Молдова, Румыния, Болгария, Казахстан, Турция, Узбекистан, Киргизия, Таджикистан.

Главная цель программы заключается в облегчении доступа участвующих в ней государств к международной сети автодорожного, воздушного и железнодорожного транспорта, коммерческой морской навигации, а также в увеличении объемов международных пассажиро- и грузоперевозок. Страны-партнеры выразили также желание обеспечить безопасность грузовых перевозок и защиту окружающей среды. Еще одна цель ТРАСЕКА – гармонизация транспортной и торговой политики государств-участников, включая и правовые взаимоотношения.

Украине нужно развивать транснациональные транспортные коридоры. На региональном уровне необходим транспортный переход Крым–Кубань через Керченский пролив. Это можно осуществить в рамках прокладки международной трассы Англия–Китай, проект которой называют «Возрождение Великого Шелкового пути».

Анализ литературы. Изучив договора, соглашения, меморандумы и конвенции в рамках программы ТРАСЕКА [1; 2], можно сделать вывод, что коридор ТРАСЕКА как наиболее короткий путь между Западом и Востоком за достаточно небольшое время продемонстрировал свою конкурентоспособность. Теперь это реальная альтернатива традиционным маршрутам грузовых перевозок. С момента запуска проекта ТРАСЕКА, который получил финансовую поддержку ЕС, было реализовано 78 проектов на сумму $163 млн. (включая 64 проекта технической поддержки и 14 инвестиционных проектов). Более 40% бюджета, выделенного на проект, было направлено на гармонизацию законодательной базы, оптимизацию пограничных процедур, разработку тарифной политики, наращивание потенциала и развитие инфраструктуры. В работе д.т.н. Н. Глухова и главного инженера института «Киевсоюздорпроект» О. Сергеевой [3] приводятся варианты решения транспортного перехода Крым–Кубань.

Цель работы – предложить мероприятия по адаптации дорожно-транспортной системы Восточного региона Крыма как участка междуна-

родного транспортного коридора Европа–Кавказ–Азия ТРАСЕКА.

Изложение основного материала.

Анализ работы железнодорожного (ЖД) транспорта. На территории Керчи протяженность автомобильных дорог – 324,9 км, из них 130 км – дороги магистрального значения и 194,9 км – местного значения. Общегосударственное значение имеет трасса Симферополь–Феодосия–Керчь (М-17), 16,2 км которой проходит по территории города. Она является участком Евроазиатского коридора Е-97.

Общая протяжённость железных дорог по городу составляет 117,3 км. К городу подходит ветка Южного отделения Приднепровской железной дороги Джанкой–Владиславовка–Керчь. На территории города сформирована сеть подъездных железнодорожных путей, по которым осуществляется транспортировка грузов на крупные промышленные предприятия и в морские порты [4; 5].

Изучив статистические данные Управления Приднепровской железной дороги [6; 7], мы пришли к выводу, что участком, характеризующим грузо- и пассажиропотоки, осваиваемые железнодорожным транспортом в восточном направлении Крыма, является ветвь Джанкой–Владиславовка, несущая основную нагрузку в этом направлении.

По данным работ [6; 7] был построен график распределения грузопотока по месяцам 2011 года (рис. 1).

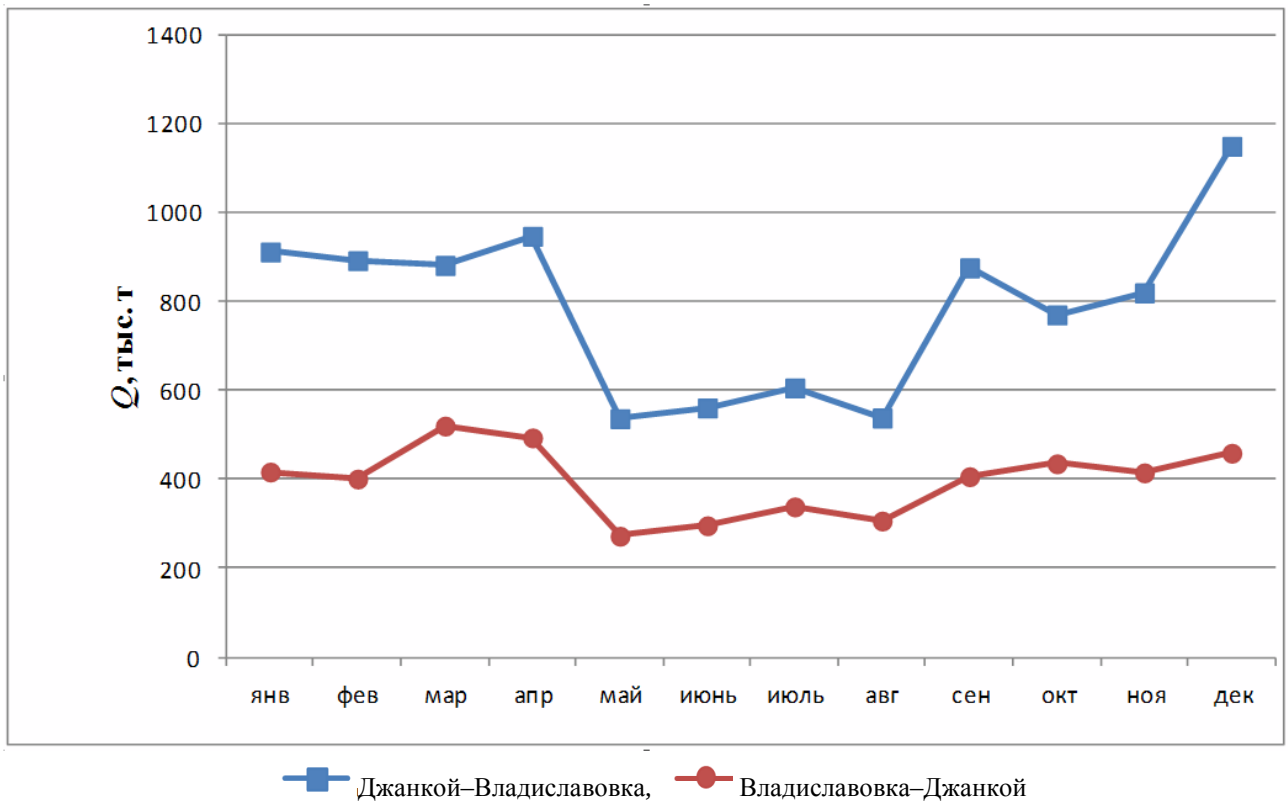


Рис. 1. Годовое распределение грузопотока, перевозимого железнодорожным транспортом между станциями Джанкой и Владиславовка, в прямом и обратном направлении (2011 г.).

По графику мы можем сделать вывод, что максимального значения грузопоток достигает в зимние месяцы 800–1000 тыс. т, а с апреля по сентябрь грузопоток, перевозимый железнодорожным транспортом, уменьшается на 400 тыс. т в направлении из Джанкоя в сторону Керченского полуострова. В обратном направлении грузопоток практически стабилен и составляет приблизительно 400 тыс. т. При этом коэффициент неравномерности по направлениям составляет:

$$\eta_{\text{í}} = \frac{Q_{\text{ñð}}^{\text{íð}}}{Q_{\text{ñð}}^{\text{îáð}}} = \frac{790,7}{397,06} = 1,99$$

От Джанкоя в направлении Керченского полуострова грузооборот в 1,99 раза больше, чем в обратном направлении, так как потребление народно-хозяйственных грузов Керченским полуостровом превышает производство товаров этим регионом. В случае реализации планов по развитию транзитного сообщения между Керченским полуостровом и Таманским полуостровом России распределение грузопотоков по направлениям выровнится.

По данным работ [6; 8], изменения пассажиропотока по месяцам 2011 года наблюдается несколько иная картина (рис. 2, 3).

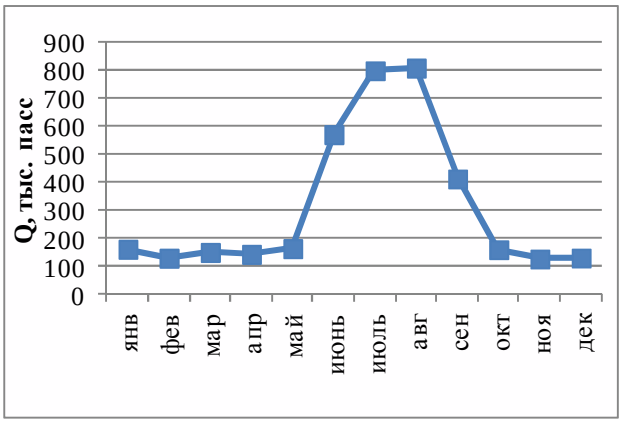


Рис. 2. Годовое распределение пассажиропотока, осуществляемого ЖД транспортом в направлении Джанкой–Владиславовка (2011 г.).

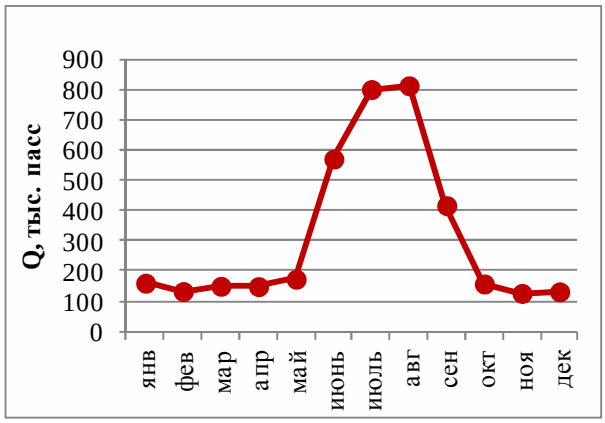


Рис. 3. Годовое распределение пассажиропотока, осуществляемого ЖД транспортом в направлении Владиславовка–Джанкой (2011 г.).

Как видно, графики на рис. 2 и 3 практически идентичны. Это говорит о том, что пассажиропоток в прямом и обратном направлении по месяцам одинаков. Но наблюдается неравномерность изменения пассажиропотока в зависимости от времени года. В летние месяцы с мая по сентябрь наблюдается резкий рост количества пассажиров как в прямом, так и в обратном направлении. Пассажиропоток достигает своего пика в августе месяце и составляет 813 тыс. пассажиров в одном направлении. В данном случае коэффициент неравномерности по месяцам составляет:

$$\eta_{\text{í}} = \frac{Q_{\max}}{Q_{\text{ñð.ãîä}}} = \frac{813}{315} = 2{,}58.$$

Это обусловлено тем, что в летние месяцы пассажиропоток возрастает за счет приезда отдыхающих и туристов, а также транзитных пассажиров на территорию Таманского полуострова. Возникает необходимость эксплуатации дополнительных поездов и увеличения вагонов на существующих маршрутных поездах, изменения графиков движения.

Анализ работы автомобильного транспорта. Используя данные о количестве перевезенных пассажиров за 2011 год в ОАО «Крымавтотранс» [9; 10], с учетом визуальных натурных исследований в выборочные дни недели и месяца года был получен ряд графиков (рис. 4) изменения пассажиропотоков по месяцам года по трассе Симферополь–Феодосия-Керчь, перевозимых различными видами автомобильного транспорта (автобусами, легковыми автомобилями).

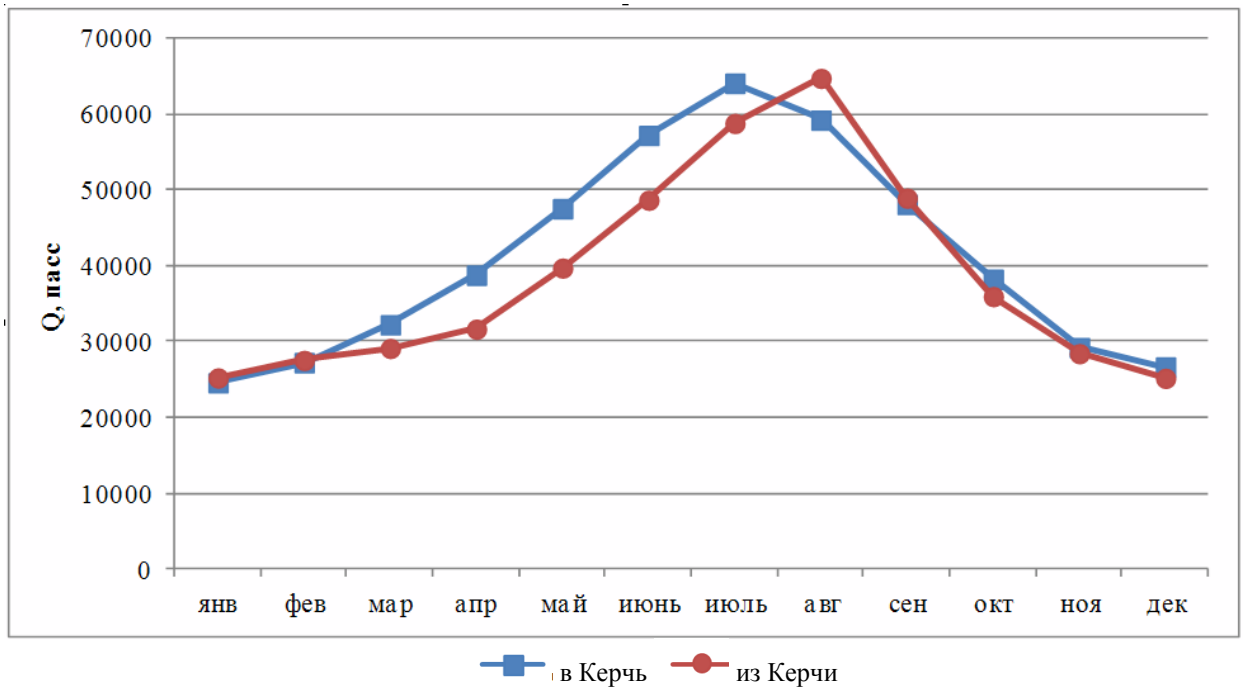


Рис. 4. Годовое распределение пассажиропотока, осуществляемого автобусами в направлении Симферополь–Керчь на участке Феодосия–Керчь (2011 г.).

Анализ графиков на рис. 4 показал, что пассажиропоток, перевозимый автомобильным транспортом в прямом и обратном направлениях, в целом одинаков. Коэффициент неравномерности по направлениям составляет:

$$\eta_{\text{í}} = \frac{Q_{\text{ñð}}^{\text{ïð}}}{Q_{\text{ñð}}^{\text{îáð}}} = \frac{41119,25}{38691,77} = 1,06,$$

где $Q_{\text{ср}}^{\text{пр}}$ – среднегодовое количество пассажиров на участке Феодосия–Керчь;

$Q_{\text{ср}}^{\text{обр}}$ – среднегодовое количество пассажиров на участке Керчь–Феодосия.

Пассажиропоток плавно возрастает с февраля по июль–август и резче спадает в осенние месяцы. Пик на участке Феодосия–Керчь наблюдается в июле месяце (64125 пасс.), что связано с притоком отдыхающих. А в обратном направлении этот пик приходится на август (64767 пасс.). Это характерно для массового отъезда туристов из мест отдыха в связи с началом учебного года у учащихся и окончанием отпусков.

Коэффициент неравномерности по месяцам составил:

$$\eta_{\text{ì}}^{\text{ïð}} = \frac{Q_{\max}^{\text{ïð}}}{Q_{\text{ñð}}^{\text{îáð}}} = \frac{64125}{41119} = 1,56$$

$$\eta_{\text{м}}^{\text{обр}} = \frac{Q_{\max}^{\text{обр}}}{Q_{\text{ср}}^{\text{обр}}} = \frac{64764}{38691,77} = 1,67.$$

Эти коэффициенты говорят о том, что пассажиропоток неравномерен на протяжении всего года. Возникают дополнительные трудности. Пропускная способность транспортной сети не соответствует требуемому показателю. Вместимость автобусов не позволяет освоить увеличивающийся пассажиропоток в летние месяцы.

График пассажиропотока, перевозимого легковыми автомобилями, имеет более плавную конфигурацию, чем график пассажиропотока, перевозимого автобусами (рис. 5). Это можно объяснить деловыми поездками людей на личном транспорте как во время летнего сезона, так и в межсезонье.

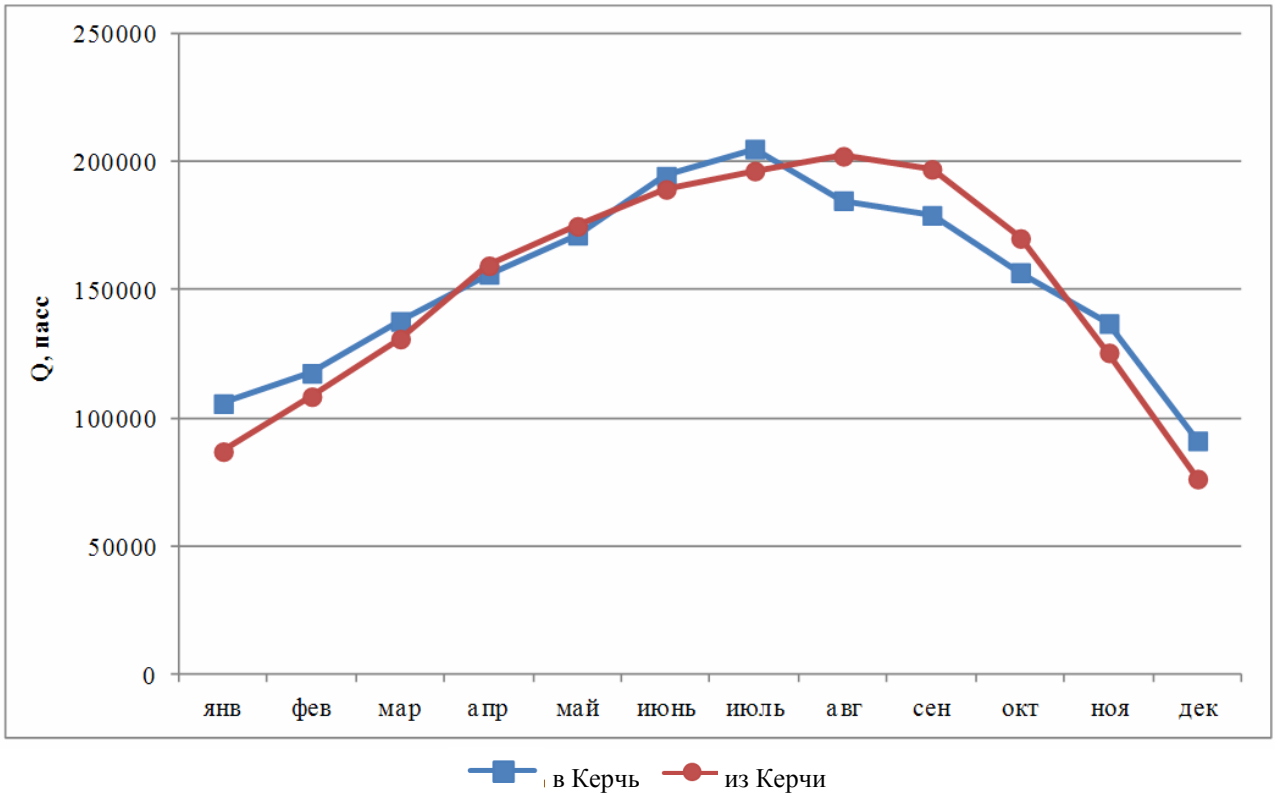


Рис. 5. Годовое распределение пассажиропотока, осуществляемого легковыми автомобилями в направлении Симферополь–Керчь на участке Феодосия–Керчь (2011 г.).

При таком характере пассажиропотоков все же присутствует неравномерность по месяцам. Данный коэффициент неравномерности составляет:

$$\eta_{\text{м}} = \frac{Q_{\max}^{\text{пр}}}{Q_{\text{ср}}^{\text{обр}}} = \frac{205200}{153166,2} = 1,33$$

как в прямом, так и в обратном направлении.

Коэффициент неравномерности по направлениям получился

$$\eta_{\text{ì}} = \frac{Q_{\text{ñð}}^{\text{ïð}}}{Q_{\text{ñð}}^{\text{îáð}}} = \frac{205200}{202356} = 1,01.$$

Суммарный объем пассажиров, перевозимых автобусами и легковыми автомобилями на участке Феодосия–Керчь, характеризует график на рис. 6.

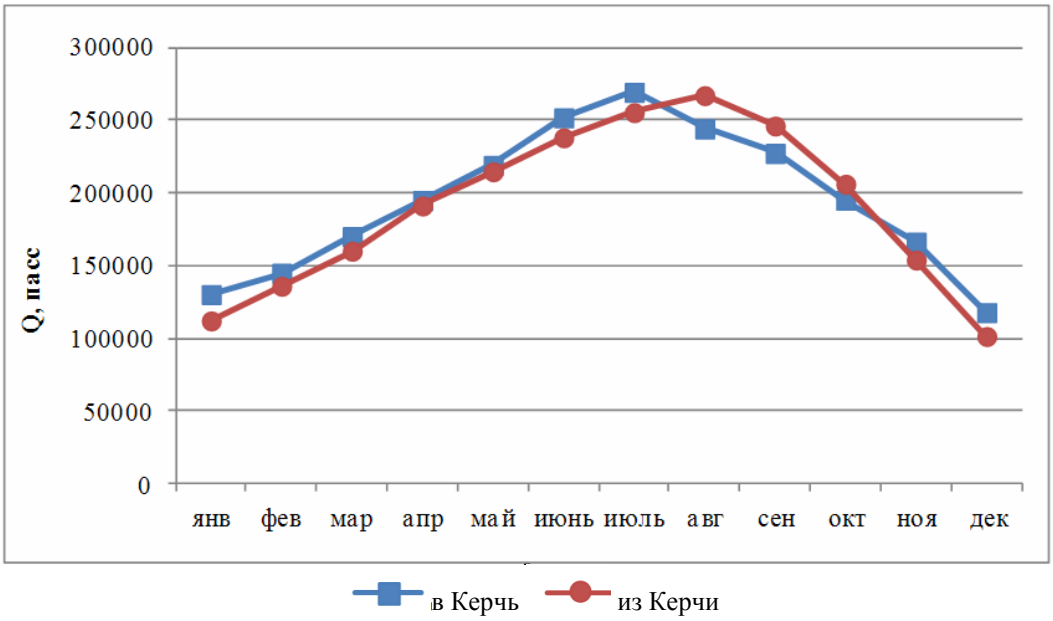


Рис. 6. Суммарный график годового распределение пассажиропотока, осуществляемого автобусами и легковыми автомобилями, в направлении Симферополь–Керчь на участке Феодосия–Керчь (2011 г.).

Так как легковые автомобили осуществляют основную часть автомобильных перевозок (76%), а автобусы – только 24%, то и суммарный график повторяет распределение пассажиропотоков, перевозимыми легковыми автомобилями. Количество перевезенных пассажиров на участке Феодосия–Керчь достигает своего пика в июле (269325 пасс.), в обратном направлении – в августе (267120 пас). Если сравнить объемы осваиваемых пассажиропотоков, то железнодорожным транспортом осуществляется 75% перевозок, а автомобильным – 25% в этом направлении.

В зимние месяцы интенсивность движения автомобилей на трассе в оба направления составила 5000 авт./сут. Летом же – 10000–11000 авт./сут. Такая интенсивность движения по СНиП 2.05.02-85 «Автомобильные дороги» и СНиП 3.06.03-85 «Автомобильные дороги» соответствует 2-ой категории дорог. А существующая трасса относится к 3-ей. Даже на сегодняшний день эта трасса требует модернизации, а в случае ввода в эксплуатацию переправы через Керченский пролив трасса она приобретет статус магистрали европейского значения с необходимостью доведения ее характеристик до 1а класса [11; 12].

В весенние и осенние месяцы автомобильным и ЖД транспортом перевозится приблизительно равное количество пассажиров в направлении Керчи и обратно (140–160 тыс. пас, соответственно) (рис. 7, 8).

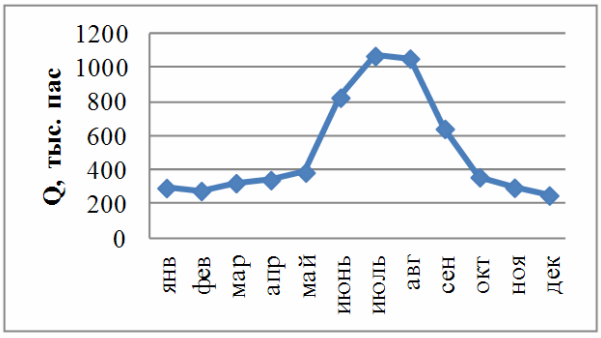


Рис. 7. Годовое распределение пассажиропотока, осуществляемого автомобильным и железнодорожным транспортом в направлении Симферополь–Керчь на участке Феодосия–Керчь (2011 г.).

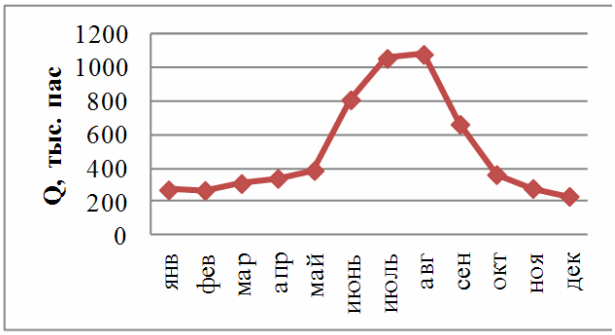


Рис. 8. Годовое распределение пассажиропотока, осуществляемого автомобильным и железнодорожным транспортом в направлении Симферополь–Керчь на участке Керчь–Феодосия (2011 г.).

В летние месяцы ЖД транспортом перевозится в три раза больше пассажиров, нежели автомобильным. Это характерно и для обратного направления. На эту ситуацию накладывают отпечаток как стоимость железнодорожных билетов, так и возможность прямого сообщения с дальними регионами Украины. Основной поток отдыхающих из Керчи в Симферополь связан с

туристами, прибывающими и отбывающими из Крыма через Симферополь. Этот поток следует через центральный аэропорт и ЖД вокзал столицы. Его можно сократить при организации аэропорта в пригороде Керчи. Чтобы сократить финансовые затраты, целесообразно модернизировать существующий аэропорт в п. Багерово для приема воздушных судов различных классов.

График, представленный на рис. 9, повторяет график пассажиропотока, перевозимого ЖД транспортом, т. к. удельный вес железнодорожных перевозок пассажиров в данном направлении составляет 75% от общего. Обоими видами транспорта в летние месяцы в направлении Керчи перевозится в июле 1056594 пассажиров, а в обратном – 1080720 пассажиров в августе месяце.

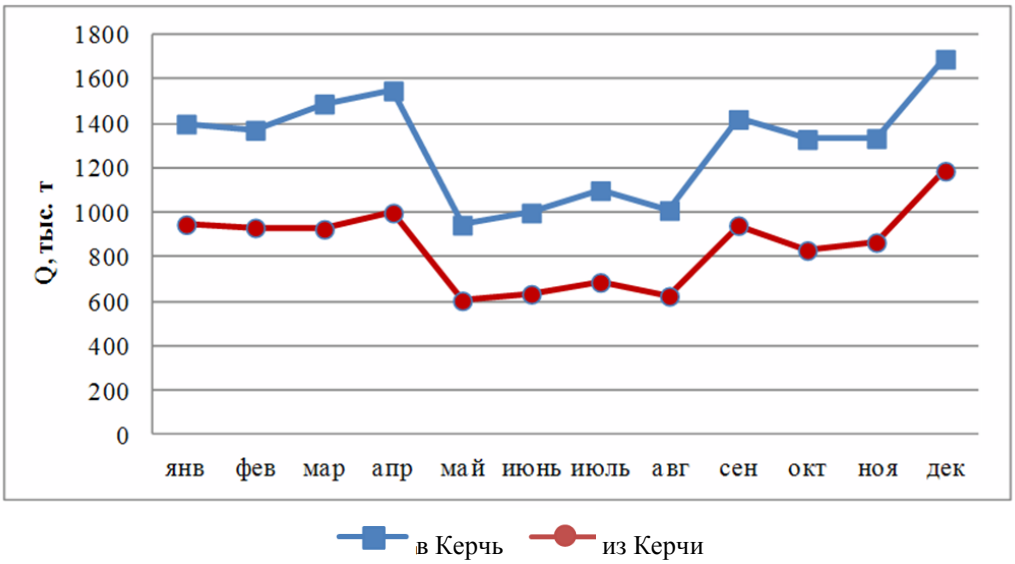


Рис. 9. Годовое распределение грузопотока, осуществляемого ЖД и автомобильным транспортом в направлении Керчи и обратно (2011 г.).

Грузопоток в этом направлении в основном осуществляется ЖД транспортом (80% перевозок), автомобильным же – лишь 20%. Поэтому объем грузов, перевозимый автомобильным транспортом, незначительно влияет на распределение грузооборота, и суммарный график повторяет распределение грузооборота, осваиваемого ЖД транспортом.

Определение пропускной способности паромной переправы порт Крым – порт Кавказ. Расчет выполнен по методике, изложенной в работе [13].

1. Для расчета пропускной способности паромной переправы исходными являются такие данные:

- суточная расчетная интенсивность движения $N_{сут}$ = 138 авт./сут.;
- состав транспортного потока: легковые – P_1 = 50%; грузовые – P_3 = 10%; грузовые тяжелые и автобусы – P_5 = 20%; автопоезда – P_7 = 20% [5];
- ширина зеркала воды в месте переправы (расстояние между причалами) $L_п$ = 3210 м;
- тип парома и способ его перемещения – самоходный, семеркой;
- размер (площадь) грузовой палубы для размещения автомобилей S = 1150 м^2;
- количество часов работы переправы в сутки h = 21 ч.

2. За расчетную интенсивность движения принимается среднегодовая суточная интенсивность движения $N_{сут}$ (авт./сут.).

В качестве расчетной часовой интенсивности движения принимается величина:

$$N_ч = 0{,}1N_{сут} = 0{,}1 \times 138 = 13{,}8.$$

3. Состав транспортного потока (по группам автомобилей) определили в процентах.

4. Провели расчет пропускной способности паромной переправы для каждой группы автомобилей, который составил:

$$N_{сут}^{пр} = N_{сут} = 307{,}23 \text{ авт./сут.},$$

$$N_ч^{пр} = N_ч = 30{,}63 \text{ авт./ч.}$$

5. Для эксплуатируемого типа парома определили расчетную вместимость приведенных автомобилей (первой группы) по формуле:

$$n_{пр} = 0{,}09S = 0{,}09 \times 1150 = 103{,}5 \text{ авт.},$$

где $n_{пр}$ – вместимость парома в расчетных автомобилях;

S – площадь грузовой палубы, м^2.

6. Определили продолжительность загрузки и разгрузки парома принятого типа в зависимости от приведенной вместимости парома $n_{пр}$:

$$T_з = 0{,}23+0{,}2n_{пр} = 0{,}23 + 0{,}2 \times 103{,}5 = 20{,}93 \text{ мин};$$

$$T_р = 0{,}2 + 0{,}12 \times 103{,}5 = 12{,}62 \text{ мин}.$$

7. Для парома принятого типа определили продолжительность причаливания и отчаливания:

$$T_{пр} = 1{,}4 \text{ мин}; \; T_{отч} = 1{,}1 \text{ мин}.$$

8. Определили значения коэффициента удлинения пути парома в зависимости от схемы движения:

$K_{уд} = 3{,}23L_р^{-0{,}16} = 3{,}23 \times 3{,}210^{-0{,}16} = 2{,}68.$

9. Для принятого типа парома в зависимости от мощности буксира определили скорость движения парома $v_б$, м/мин.

При использовании других способов перемещения парома скорость его движения определяют на основании замеров $v_б$ = 336 м/мин (20,16 км/ч).

10. Определили время, необходимое на преодоление водной преграды:

$T_п$ = 25,6 мин.

11. Для расчетной среднегодовой суточной интенсивности движения $N_{сут}$, авт./сут. определили величину коэффициента загрузки парома (табл. 1).

Таблица 1.

Зависимость коэффициента загрузки парома от среднегодовой суточной интенсивности движения.

Расчетная среднегодовая суточная интенсивность движения $N_{сут}$ авт./сут.	Коэффициент загрузки z
200–1000	0,65
1000–2200	0,70
2200–3600	0,75

12. Определили для принятых условий расчетную пропускную способность паромной переправы (в приведенных к первой группе автомобилях):

- суточную

$Ð^{ïð}_{ñóò} = 1374{,}96$ авт./сут.;

- максимальную часовую

$Ð^{ïð}_{÷} = 65{,}47$ авт./ч.

13. При $Ð^{ïð}_{ñóò} > N^{ïð}_{ñóò}$ и $Ð^{ïð}_{÷} > N^{ïð}_{÷}$ принятый тип парома обеспечивает требуемую пропускную способность переправы. В нашем случае расчетная суточная пропускная способность 1374,96 авт./сут., фактическая – 307,23 авт./сут. Соответственно, расчетная часовая пропускная способность составляет 65,47 авт./сут., а фактическая – 30,63 авт./сут., что говорит об использовании пропускной способности паромной переправы (п. Крым – п. Кавказ) на 46%. Эта цифра является среднегодовым показателем, в летние месяцы пропускная способность паромной переправы используется на 80–90%, в зимние месяцы этот показатель падает до 20–30%.

Количество автомобилей через паромную переправу плавно растет и достигает пика в летние месяцы (июль, август), затем так же плавно спадает (рис. 10).

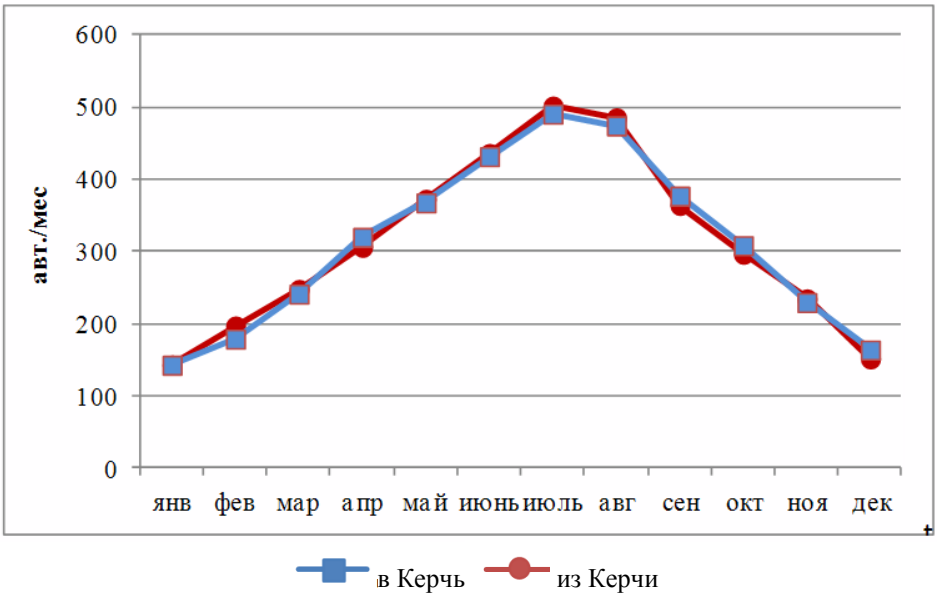


Рис. 10. График годового распределения потока автомобилей через паромную переправу п. Крым – п. Кавказ (за основу взяты показатели интенсивности автомобилей в сутки).

14. Исходя из состава потока транспортных средств на паромной переправе, можно определить количество людей, переправляющихся в одном направлении в течение суток.

В результате мы определили средний суточный пассажиропоток в одном направлении, который составил 1271 чел./сут. В летние месяцы он возрастает пропорционально увеличению потока транспортных средств и составляет 2514 чел./сут. В зимние месяцы, соответственно, составляет 774 чел./сут. в одном направлении.

Выводы.

1. Ветвь Приднепровской ЖД направления Джанкой–Владиславовка–Керчь на сегодняшний день удовлетворяет в потребностях перевозки грузов и пассажиров. Но при рассмотрении ее как части европейско-азиатской транспортной магистрали возникает необходимость

прокладки двухпутной электрифицированной ЖД с прилегающей инфраструктурой до западной границы Украины.

2. Трасса Симферополь–Феодосия–Керчь (Е 97) принадлежит к третьей категории дорог. В летние месяцы пропускная способность ее не достаточна. Уже сегодня необходима модернизация этой дороги и доведение ее до 2-го класса с пропускной способностью 11 тыс. авт./сут., а с приобретением статуса магистрали европейского значения – до 1-го А класса (4 полосы движения с разделительной полосой, ширина каждой полосы 3,75 м с соответствующими инфраструктурами).

3. С целью осуществления перехода через Керченский пролив в рамках программы ТРАСЕКА следует создать подземный тоннель по типу тоннеля под Ла-Маншем. По предварительным подсчетам на его постройку будет потрачено 450 млн. долл. США. Срок строительства займет 3–5 лет. Но прежде чем начать строительство столь масштабного объекта, необходимо организовать такую транспортную инфраструктуру, которая сможет переработать весь объем груза, нужного для строительства тоннеля, и тот объем, который последует после ввода этого тоннеля в эксплуатацию. К мероприятиям по улучшению транспортной инфраструктуры входят реконструкция дорог г. Керчи с повышением их категории, строительство объездных трасс, постройка портового терминала, прокладка дополнительного железнодорожного пути и расширение ЖД вокзала.

4. Прохождение международной транспортной магистрали через г. Керчь существенно оптимизирует возможные варианты транзитных железнодорожных, автомобильных, водных и воздушных грузо- и пассажиропотоков в комплексе через Керченский полуостров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бекмагамбетов М. М. Транспортный коридор TRACECA «Европа – Кавказ – Азия»: состояние и перспективы развития / М. М. Бекмагамбетов, Г. М. Бекмагамбетова, А. В. Кочетков // Дороги. Инновации в строительстве. – 2010. – № 3. – С. 15–21.
2. Коридор ТРАСЕКА – дорога в будущее [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.investkz.com/journals/39/217.html.
3. Великий шелковый путь [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.glavcom.ua/articles/849.html.
4. Стратегия экономического и социального развития Автономной Республики Крым на 2011–2020 годы. – Киев ; Симферополь, 2010. – 62 с.
5. Стратегический план экономического развития города Керчь до 2015 г. – Керчь, 2010. – 40 с.
6. Служебное расписание движения пригородных поездов на 2011/2012 гг. – Днепропетровск, 2011. – 156 с.
7. Статистическая отчетность (месячная, годовая) приднепровской железной дороги о постоянном отправлении груза за 2011 г.
8. Статистическая отчетность (месячная, годовая) приднепровской железной дороги о постоянном отправлении пассажиров за 2011 г.
9. Расписание движения автобусов по данным ОАО «Крымавтотранс» [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.crimea.vgorode.ua/news/59451.
10. Статистическая отчетность (месячная, годовая) ОАО «Крымавтотранс» за 2011 г.
11. Классификация автомобильных дорог Украины [Электронный ресурс]. – Режим доступа : en.wikipedia.org/wiki/Автомобильные_дороги_Украины.
12. Карта Крыма. Подробный атлас автомобильных дорог Крыма [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://ukr-map.com.ua/246857.html.
13. ВСН 50-87 «Инструкция по ремонту, содержанию и эксплуатации паромных переправ и наплавных мостов [Электронный ресурс] / Минавтодор РСФСР. – Режим доступа : http://ohranatruda.ru/ot_biblio/normativ/data_normativ/5/5520/index.php.

УДК 681.5.012:656.08:629.017

Феватов С. А., Абдулгазис А. У., Абдулгазис У. А.

АНАЛИЗ ПРИГОДНОСТИ ДЛЯ РАССЛЕДОВАНИЯ ДТП ИЗВЕСТНЫХ МЕТОДОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА СЦЕПЛЕНИЯ

Проведено аналіз існуючих методів визначення коефіцієнта зчеплення шини з дорожнім покриттям, запропоновано новий експрес-метод визначення зчіпних якостей шини з полотном дороги для автомобіля, який потрапив у ДТП.

Ключові слова: *коефіцієнт зчеплення, дорожнє покриття, шина.*

Проведен анализ существующих методов определения коэффициента сцепления шины с дорожным покрытием, предложен новый экспресс-метод определения сцепных качеств шины с полотном дороги для автомобиля, попавшего в ДТП.

Ключевые слова: *коэффициент сцепления, дорожное покрытие, шина.*

An analysis of existing methods for determining the coefficient of friction tires and the road surface, we propose a new express-method of determining the coupling of a tire with the road surface for a car involved in an accident.

Key words: *friction coefficient, pavement, bus.*

Постановка проблемы. Рост автомобильного транспорта в количественном и качественном отношениях, увеличение интенсивности движения приводят к тому, что проблема обеспечения безопасности движения на дорогах становится чрезвычайно актуальной.

В последние годы ведется широкий фронт работ по улучшению показателей безопасности автомобилей, совершенствуются конструкции рулевого управления, подвески, тормозной системы, технические параметры колес и шин. Но все эти мероприятия могут быть бесполезны, если не будет обеспечено надежное сцепление шины с дорогой. Особенно проблема обостряется в связи с ростом скоростей движения автомобилей. Улучшение коэффициента сцепления шин с дорожным полотном является постоянной заботой и дорожников, и шинников.

При расследовании причины дорожно-транспортного происшествия (ДТП) возникает необходимость определения коэффициента сцепления конкретного колеса (шины) на месте, на участке дороги, где произошло столкновение или наезд. Поскольку в широком пользовании такой методики нет, то при практических расчетах пользуются среднестатическим значением этого коэффициента, либо применяют расчетные методы, например математический метод нечеткой логики, что существенно, а в первом случае недопустимо может исказить получаемые результаты.

Анализ последних исследований и публикаций. В настоящее время основным документом, в котором дается полное определение и метод определения коэффициента сцепления колеса с дорогой, являются «ДБН В.2.3-4:2007. Споруди транспорту. Автомобільні дороги» [1], действующие с 1 июля 2000 г., где в свою очередь ссылаются на ДСТУ Б В.2.3-2-97 (ГОСТ 30413-96) «Дороги автомобільні. Метод визначення коефіцієнтів зчеплення колеса автомобіля з дорожнім покриттям» [2].

В пункте 3.1 ДСТУ Б В.2.3-2-97 [2] дается следующее определение «коэффициент сцепления (продольного) – отношение максимального касательного усилия, действующего вдоль дороги на площади контакта заблокированного колеса с дорожным покрытием, к нормальной реакции площади контакта колеса с покрытием».

Исследованию коэффициента сцепления колеса с дорогой посвящен ряд работ [3–7]. В работе [3] коэффициент сцепления φ определяет как отношение максимальной касательной реакции $T_{\max}$ в зоне контакта к нормальной реакции или нагрузке $G_к$, действующей на колесо:

$$\varphi = \frac{T_{\max}}{G_{\hat{e}}}.$$

В работе [3] коэффициент сцепления различают при качении колеса в плоскости вращения, без буксования или скольжения; при буксовании или юзе, в плоскости его вращения; при боковом скольжении колеса.

Е. А. Чудаков [4] предложил определение, в котором коэффициент сцепления φ между колесом автомобиля и опорной поверхностью представлен как отношение результирующей реакции (действующей на колесо в опорной поверхности) к радиальной реакции, при котором начинается буксование (или скольжение) колеса. При отсутствии боковой силы, действующей на колесо, результирующая реакция равна тангенциальной реакции, и в этом случае коэффициент сцепления определяется как отношение максимальной тангенциальной реакции к радиальной реакции. Далее, учитывая то, что понятие о коэффициенте сцепления не остается постоянным для различных случаев движения колеса, Е. А. Чудаков рассматривает следующие варианты:

- коэффициент сцепления, соответствующий началу пробуксовывания или проскальзывания колеса при качении его в плоскости вращения (при отсутствии боковой силы);
- коэффициент сцепления, соответствующий качению колеса в плоскости вращения, но при наличии пробуксовывания или проскальзывания;
- коэффициент сцепления при движении колеса под углом к плоскости вращения (наличие бокового увода или бокового увода при одновременном боковом скольжении);
- коэффициент сцепления, соответствующий боковому перемещению колеса (скольжение в бок без качения).

Й. Раймпель [5] дает определение коэффициента сцепления как «продольная сила, деленная на нормальную силу».

В соответствии с исследованием [6], коэффициент продольного сцепления колеса целесообразно определять опытным путем. Этот коэффициент он связывает с коэффициентом буксования у ведущего и скольжения у тормозящего колеса.

Свои определения коэффициента сцепления предлагают эксплуатационники, диагносты и

проектировщики автомобильных дорог [8–10]. Так, А. П. Васильев [8] определяет коэффициент сцепления как отношение реактивной силы, действующей на колесо автомобиля в плоскости его контакта с покрытием, к вертикальной нагрузке, передаваемой колесом на покрытие. Авторы работы [9] определяют коэффициент сцепления как отношение результирующей реакции, возникающей в опорной плоскости касания колеса с поверхностью, к соответствующему значению нормальной нагрузки, действующей на колесо.

В работе [10] указывается на то, что тяговое усилие на колесах автомобиля, обеспечиваемое мощностью двигателя, может быть развито лишь в том случае, если между ведущими колесами и дорогой имеется достаточное сцепление. Величину отношения максимального тягового усилия к вертикальной нагрузке на колесо, при превышении которого начинается буксование ведущего колеса или проскальзывание заторможенного, авторы указанной работы называют коэффициентом сцепления. Действующая сила в плоскости контакта шины с дорогой не должна превышать величины силы сцепления. В связи с этим разделяют две величины коэффициента сцепления:

- коэффициент продольного сцепления – коэффициент сцепления, соответствующий началу пробуксовывания или проскальзывания колеса при его качении, без воздействия боковой силы;
- коэффициент поперечного сцепления – поперечная составляющая коэффициента сцепления при смещении колеса под углом к плоскости движения, когда колесо одновременно и вращается, и скользит в бок.

Цель статьи – на основе анализа известных методов определения коэффициента сцепления шин с дорожной поверхностью оценить возможность их применения в частном случае, где после ДТП требуется экспериментальный результат по конкретной шине и по конкретному участку полотна дороги.

Изложение основного материала. В настоящее время для определения коэффициента сцепления с дорожным покрытием нашли применение приборы маятникового и ударного типов, где используются в качестве колеса имитаторы шин, либо применяется «пятое колесо» или динамометрическая тележка, установленная на двух колесах.

Большое распространение получили два вида маятниковых приборов: МП-3 и портативный маятниковый прибор Транспортной исследовательской лаборатории Великобритании [11]. Определяют коэффициент сцепления с помощью указанных приборов следующим образом. Прибор устанавливают на поверхности дорожного покрытия, штангу приводят в вертикальное положение по уровню. Поверхность дорожного покрытия смачивают водой и отпускают маятник. Последний, проскальзывая обрезиненным башмаком по поверхности дорожного покрытия, поднимается на определенный угол, который фиксируется на шкале прибора. По углу подъема маятника судят о сцепляемости поверхности дорожного покрытия.

Недостатком маятниковых приборов являются малые размеры резинового элемента, имитирующего протектор автомобильной шины. По этой причине такие приборы не используют для измерения коэффициента сцепления грубошероховатой поверхности. Совершенно очевидно, что они не пригодны для достижения нашей цели.

Следующий вариант для рассмотрения – портативный прибор ударного действия ППК-2 разработки МАДИ-ВНИИБД [11] и измеритель коэффициента сцепления портативный ИКСп. Устройство состоит из штанги со скользящим по ней грузом, подвижной муфты и пружины, соединенной с башмаком-имитатором.

Принцип работы обоих устройств основан на использовании энергии падающего груза для перемещения резиновых имитаторов шин, т. е. подвижный груз закрепляется в верхнем положении стойки, увлажняется поверхность дорожного покрытия, груз освобождается, ударяя по подвижной муфте. Под действием удара груза имитаторы прижимаются и перемещаются по поверхности дорожного покрытия. По положению измерительной шайбы на шкале определяют коэффициент сцепления.

Недостатки этих приборов: низкая точность проводимых измерений, измерения проводятся только в летний период времени, малая производительность в работе при измерении коэффициента сцепления, непригодность для применения в частных случаях по конкретной шине на конкретном участке дороги.

В работах [12–16] описаны способы, где в качестве измерительного колеса также используют имитатор шины. Во всех случаях устройства содержат имитатор шины, корпус, нагрузочный механизм и индикатор величины коэффициента сцепления. Отличие их друг от друга заключается в том, что в одном случае нагрузочное устройство нагружает имитатор шины путем вращения винта, а сцепные качества покрытия оценивают по коэффициенту трения покоя [12; 14]. В другом случае нагрузочный механизм выполнен в виде пары кареток и связан с приводом возвратно-поступательного переме-

щения, выполненного в виде пружины возврата и пневмопривода. Показания, фиксируемые на манометре пневмопривода, являются коэффициентом сцепления [13; 16]. В третьем случае движитель выполнен в виде обмотки управления вращающейся электромагнитной порошковой муфты. Коэффициент сцепления определяется по моменту, необходимому для приведения имитатора шины из состояния покоя в режим буксования [15].

Основным их недостатком является сложность конструкций. Наличие в них узлов трения влияет на точность оценки измеряемого параметра. Снижает точность измерений необходимость вручную осуществлять нагружение имитатора шины через дополнительные нагрузочные механизмы. Принудительное перемещение имитатора даже при очень малых скоростях является скольжением, а коэффициент трения чувствителен к скорости перемещения. При высоких скоростях разброс увеличивается. Измерения проводятся только в летнее время, так как исследуемая поверхность дорожного покрытия требует ее увлажнения. Неровности поверхности дорожного покрытия могут вызвать неодинаковые перемещения нажимного элемента, что сказывается на надежности работы распределителя, а значит, и работы устройства в целом.

В работах [17–20] предложены методы для определения коэффициента сцепления с помощью динамометрической тележки, в основе которой лежит ДСТУ Б В.2.3-2-97 [2]. В качестве испытательного оборудования используют автомобильную установку типа ПКРС-2, состоящую из автомобиля, прицепного одноколесного прибора, оборудованного датчиками ровности и коэффициента сцепления, а также установленных в автомобиле систем увлажнения покрытия, управления и регистрации. Недостатками данного устройства являются низкая точность и недостаточная достоверность измерений, так как оценка коэффициента сцепления осуществляется не прямым измерением. Кроме того, на оценку влияют факторы состояния поверхности движения и состояние измерительных средств. Установка эффективна только при измерениях на ровных поверхностях, что обуславливает его ограниченные технологические возможности, особенно на участках дорог с различными уклонами. Устройство измеряет коэффициент сцепления при полном затормаживании колеса.

В остальных методах устройство также содержит прицеп с установленными на двух полуосях измерительным и свободно катящимся колесами, датчик чисел оборотов колес, которые соединены с входом блока регистрации. Различными являются только конструкции тормозящей системы. В одном случае одно колесо тормозят механическим тормозом [17], в другом – в качестве тормоза используют электромагнитную порошковую муфту, или к полуоси измерительного колеса подсоединен вал, на котором установлен датчик крутящего момента, соединенный с вращающим элементом электромагнитной порошковой муфты [18; 19].

В следующем случае [20] в качестве тормозящей системы используют гидравлический насос, который вращательную энергию колеса преобразует в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости, создает гидравлическое сопротивление гидролинии. При этом возрастает нагрузка на измерительное колесо, что создает проскальзывание измерительного колеса.

Таким образом, сравнивая пройденный путь свободно катящегося колеса с измерительным колесом, который периодически притормаживает или тормозит, можно определить коэффициент сцепления.

Недостатки данных методов в том, что их элементы подвержены влиянию внешней среды в виде пыли, влаги, образующихся от вращения колес. Измерения коэффициента сцепления в таких условиях становится неэффективными. Коррозия способствует износу конструктивных элементов устройства. Механическая составляющая тормозящей системы подвержена влиянию случайных дестабилизирующих факторов. Это приводит к снижению достоверности полученных данных по замеру коэффициента сцепления. Кроме того, измеряемые параметры не являются величинами, непосредственно определяющими коэффициент сцепления, а являются косвенными параметрами сцепных качеств дорожной поверхности с колесом транспортного средства. Внешние факторы (наличие колеи, криволинейные участки дороги, волны дорожной поверхности, выбоины) приводят к потере точности измерения и ухудшают динамические характеристики измерительного устройства.

Известны методы определения сцепления шины с дорожным покрытием на основе отдельно стоящего колеса [21–26]. Общее в этих устройствах заключается в том, что они содержат измерительное колесо, установленное на отдельной раме, измерительное устройство и тормоз. Отличие заключается в том, какими механизмами осуществляется торможение измерительного колеса и какими способами считывается информация о величине сцепления колеса с дорогой.

Коэффициент сцепления с дорогой определяют в одном случае с помощью воздействия силы торможения на измерительное колесо, перемещение которого фиксирует измерительный

датчик. Сила торможения непрерывно вводится в процессор, который вычисляет величину коэффициента сцепления [21]. Во втором случае определяют коэффициент сцепления между измерительным колесом и дорожным покрытием в момент перехода измерительного колеса из неподвижного состояния в режим буксования. Для этого к его ободу по касательной прикладывают дополнительную нагрузку, которую плавно увеличивают до значения, обеспечивающего начало буксования, после чего по величине соотношения дополнительной и основной нагрузок судят о сцепных качествах покрытия дороги [22]. В третьем случае коэффициент сцепления вычисляется путем измерения максимальной силы продольного динамического торможения измерительного колеса по поверхности покрытия, когда максимальная механическая сила сцепления измерительного колеса превращается в электрическую и выделяется в виде тепловой энергии [23; 24].

В следующих устройствах [25; 26] определяют коэффициент сцепления с помощью двух датчиков крутящего момента. Один датчик крутящего момента измеряет момент силы торможения измерительного колеса, второй – момент силы сцепления измерительного колеса. Момент силы торможения и момент силы сцепления поступают в микроконтроллер, где значение момента силы сцепления измерительного колеса сравнивают с моментом силы торможения электромагнитного тормоза. Максимальное тормозное усилие равно силе сцепления измерительного колеса.

Недостатки вышеуказанных методов заключаются в том, что они не позволяют определить коэффициент сцепления на ограниченной площади дорожного покрытия. При выполнении измерений требуется обязательное увлажнение дорожного покрытия и соблюдение определенной скорости движения измерительного колеса.

Отметим еще один способ определения коэффициента сцепления, в котором не применяют оговоренное выше измерительное колесо [27]. Измеряют коэффициент сцепления в этом способе путем определения параметров дорожного покрытия и последующего вычисления коэффициента сцепления. В первую очередь измеряют ординаты микропрофиля поверхности дорожного покрытия на фиксированном промежутке. Далее определяют длину кривой микропрофиля и параметры шероховатости дорожного покрытия. Недостаток данного способа в том, что невозможно оценить коэффициент сцепления для конкретного автомобиля с его конкретной массой, рисунком протектора, степенью его изношенности.

Все вышеперечисленные методы не дают возможности определения коэффициента сцепления с дорожным покрытием для отдельного конкретного колеса автомобиля, попавшего в ДТП. Необходима разработка метода определения коэффициента сцепления непосредственно на автомобиле.

В работе [28] предложена математическая модель для определения коэффициента сцепления колеса автомобиля с дорожным покрытием, основанная на теории нечеткой логики, введенная в научный оборот профессором Лютфи Заде. Вычисление коэффициента сцепления по табличным материалам в этом методе не позволяет привязаться к конкретным дорожным условиям, где произошло ДТП.

В связи с тем, что и в научном обороте, и на практике в широком пользовании не имеется экспресс-методики и оборудования для определения коэффициента сцепления колеса конкретного автомобиля с дорожным покрытием на конкретном участке дороги при расследовании ДТП, нами предлагается приспособление для определения коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием при расследовании ДТП, а также определения технического состояния шин ведущих и направляющих колес автомобилей перед подготовкой в рейс.

Устройство для определения коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием (рис. 1) состоит из редуктора 1, установленного на пластине 2 с регулируемыми по высоте опорами 3, закрепленными на поверхности 4, которая имитирует дорожное покрытие. На выходном валу 5 редуктора 1 установлена шпонка 6 (или шлицах) с возможностью продольного перемещения муфты 7, буртик 8 которой снабжен радиальными пазами 9. На редукторе 1 закреплена направляющая 10, в которой установлен образный рычаг 11, соединенный с муфтой 7. На направляющей 10 установлен стопор 12 фиксации крайних положений рычага 11. В качестве имитатора автомобильной шины принят подготавливаемый автохозяйством в рейс автомобиль, гайки 13 крепления ступицы 14 колеса 15 на заднем мосте 16 которого входят в пазы 9 буртика 8 муфты 7 при подготовке приспособления к измерению коэффициента сцепления. Входной вал 17 редуктора 1 жестко соединен с радиальным рычагом 18, имеющем шкалу 19, на котором установлен груз 20 с возможностью продольного перемещения. На поверхности 4 закреплена мерная линейка 21 для фиксирования расстояния до оси выходного вала 5 редуктора 1 и домкрат 22 с тензометрическим датчиком 23 для фиксирования нагрузки колеса 15 автомобиля на поверхность 4.

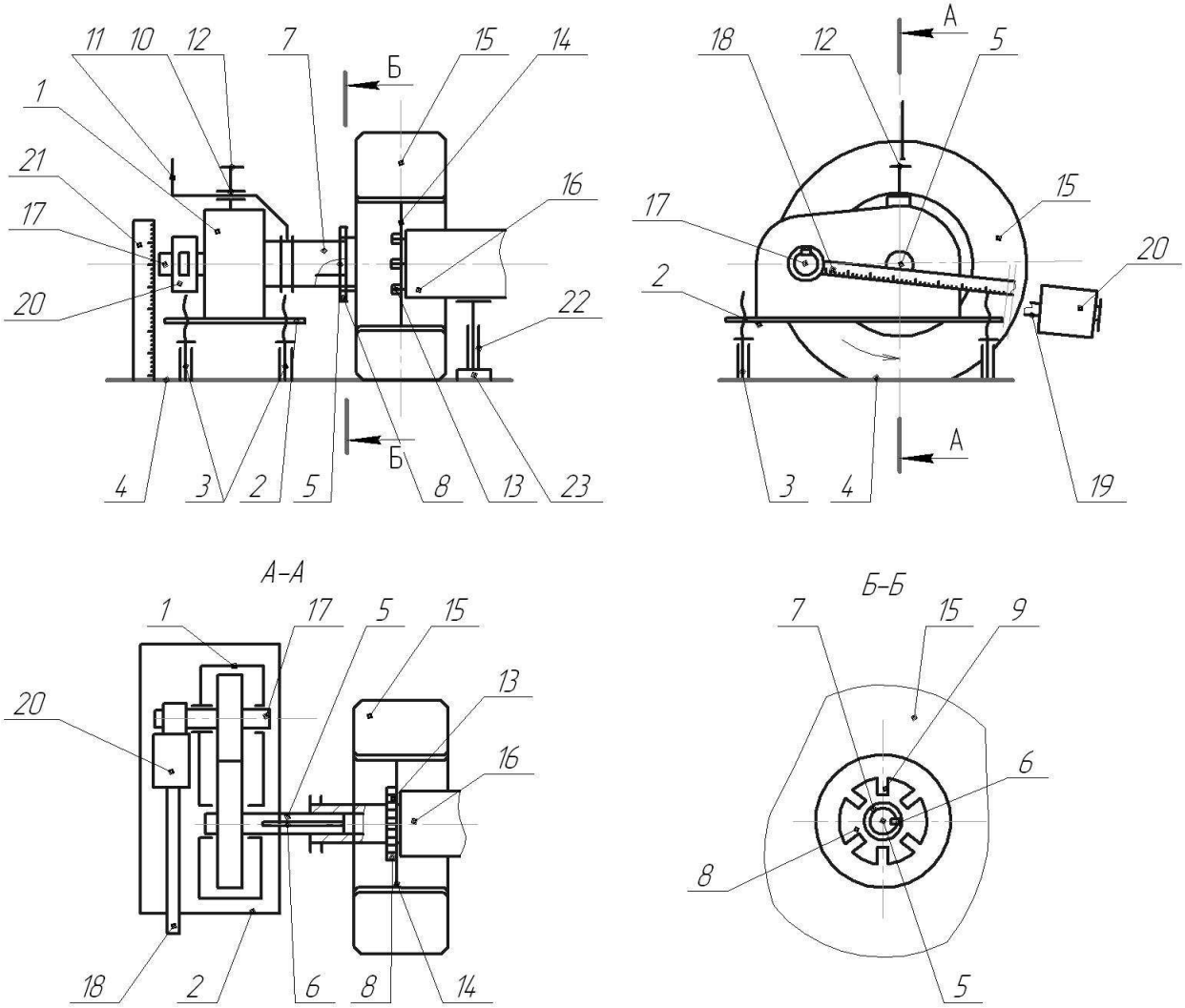


Рис. 1. Стенд для определения коэффициента сцепления автомобильного колеса с дорожным покрытием.

Установкой пользуются следующим образом. Рычагом передвигают муфту по выходному валу и шпонке в крайнее заднее положение и фиксируют его стопором. Автомобиль, подлежащий проверке коэффициента сцепления, заезжает на поверхность, имитирующую дорожное покрытие, и устанавливается так, чтобы ось ступицы колеса заднего моста располагалась против оси выходного вала редуктора. Регулируемыми по высоте опорами, закрепленными на поверхности, устанавливают пластину с редуктором так, чтобы выходной вал с муфтой стал на уровне оси ступицы. При необходимости радиальным рычагом поворачивают входной вал до совпадения радиальных пазов на буртике муфты с гайками крепления ступицы колеса. Затем, освободив стопор, образным рычагом перемещают муфту в направляющей в крайнее переднее положение для установки пазов буртика на гайках и фиксируют рычаг стопором.

Линейкой фиксируют расстояние выходного вала от поверхности, которое соответствует статическому радиусу $r_{ст}$ колеса.

После этого перемещают груз вдоль рычага, жестко закрепленного на входном валу редуктора, до начала проворачивания шестерней указанного входного вала шестерни выходного вала, который проворачивает колесо с проскальзыванием относительно поверхности, имитирующей дорожное покрытие. По положению груза относительно шкалы вычисляют крутящий момент T_{φ} начала проскальзывания колеса. После этого под задний мост автомобиля устанавливают домкрат с тензометрическим датчиком, поднимают его до отрыва шины колеса от поверхности и фиксируют нагрузку P_z.

Для разделения момента сопротивления прокручиванию колеса на момент сцепления колеса с дорогой и момент сопротивления качению необходимо зафиксировать момент сопротивления прокручиванию колеса от начала приложения крутящего момента до момента времени, соответствующего срыву колеса в буксование.

Разность между крутящим моментом сопротивления прокручиванию колеса и моментом сопротивления прокручиванию колеса после

срыва его на буксование и будет являться моментом сопротивления качению.

Выводы.

1. Анализ известных экспериментальных методов определения коэффициента сцепления показал, что они не позволяют получать достоверную информацию о сцепных свойствах шин автомобилей.

2. Предлагаемый способ позволяет повысить точность определения коэффициента сцепления колес с дорогой неподвижного автомобиля, попавшего в дорожно-транспортное происшествие.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобільні дороги : ДБН В.2.3-4-2000. – К. : ДерждорНДІ ; Державний комітет будівництва, архітектури та житлової політики України, 2000. – 117 с. – (Державні будівельні норми України).
2. Дороги автомобільні. Метод визначення коефіцієнтів зчеплення колеса автомобіля з дорожнім покриттям : ДСТУ Б В.2.3-2-97. – [Чинний від 1997-07-01]. – К. : Державний Стандарт України, 1997. – 6 с.
3. Работа автомобильной шины / [В. И. Кнороз, Е. Б. Кленников, И. П. Петров и др.] ; под ред. В. И. Кнороза. – М. : Транспорт, 1976. – 238 с.
4. Чудаков Е. А. Теория автомобиля / Е. А.Чудаков. – М. : Машгиз, 1950. – 340 с.
5. Раймпель И. Шасси автомобиля. Амортизаторы. Шины и колеса / И. Раймпель ; [пер. с нем. В. П. Агапова]. – М. : Машиностроение, 1986. – 320 с.
6. Литвинов А. С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств : учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
7. Туревский И. С. Теория автомобиля / И. С. Туревский. – М. : Высшая школа, 2005. – 240 с.
8. Васильев А. П. Эксплуатация автомобильных дорог : в 2 т / А. П. Васильев. – М. : Академия, 2010. – Т. 1. – 320 с.
9. Леонович И. И. Диагностика автомобильных дорог / И. И. Леонович, С. В. Богданович, И. В. Нестерович. – Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2011. – 350 с.
10. Бабков В. Ф. Проектирование автомобильных дорог / В. Ф. Бабков, О. В. Андреев. – М. : Транспорт, 1979. – 367 с.
11. Сильянов В. В. Транспортно-эксплуатационные качества автомобильных дорог и городских улиц : учебник для студ. высш. учеб. заведений / В. В. Сильянов, Э. Р. Домке. – М. : Академия, 2008. – 352 с.
12. Пат. 2156844 Российская Федерация, МПК^7 Е 01 С 23/07, G 01 N 19/02. Устройство для оценки сцепных качеств дороги с твердым покрытием / Л. П. Медрес, А. А. Шестопалов, Э. И. Деникин, А. И. Тимошенко, И. Я. Сац ; заявитель и патентообладатель Медрес Л. П., Шестопалов А. А., Деникин Э. И. – № 98106557/03 ; заявл. 03.04.1998 ; опубл. 27.09.2000.
13. Пат. 2211277 Российская Федерация, МПК^7 Е 01 С 23/07, G 01 N 19/02. Устройство для оценки сцепных качеств дороги с твердым покрытием / Нетеса Ю. Д., Деникин Э. И., Шестопалов А. А., Нетеса А. Д. ; заявитель и патентообладатель Деникин Э. И., Ю. Д. Нетеса. – № 2001134123/30 ; заявл. 13.12.2001 ; опубл. 27.08.2003.
14. Пат. 2227190 Российская Федерация, МПК^7 Е 01 С 23/07. Устройство для оценки сцепных качеств дороги с твердым покрытием / Ю. Д. Нетеса, Э. И. Деникин, А. А. Шестопалов ; заявитель и патентообладатель Э. И. Деникин, Ю. Д. Нетеса. – № 2002102806/03 ; заявл. 31.01.2002 ; опубл. 20.04.2004.
15. Пат. 2244057 Российская Федерация, МПК^7 Е 01 С 23/07. Устройство для измерения коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием / К. Г. Пугин, В. И. Кычкин ; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Пермский государственный технический университет». – № 2003120809/03 ; заявл. 07.07.2003 ; опубл. 10.01.2005. Бюл. № 1.
16. Пат. 2464373 Российская Федерация, МПК^7 Е 01 С 23/07 (2006.01). Устройство для определения сцепных качеств дорожного покрытия / Э. И. Деникин, Ю. Д. Нетеса, А. А. Шестопалов, Д. С. Тарантин ; заявитель и патентообладатель Тарантин С. А. – № 2011101483/03 ; заявл. 17.01.2011 ; опубл. 20.10.2012. Бюл. № 29.
17. Пат. 2156333 Российская Федерация, МПК^7 Е 01 С 23/07, G 01 N 19/02. Устройство для измерения коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием / С. Е. Полещук, А. Г. Прихода, В. М. Круглов, В. В. Щербаков ; заявитель и патентообладатель Сибирский государственный университет путей сообщения, Сибирский научно-исследовательский институт геологии, геофизики и минерального сырья. – № 99115927/30 ; заявл. 15.07.1999 ; опубл. 20.09.2000.
18. Пат. 2211891 Российская Федерация, МПК7 Е 01 С 23/07, G 01 N 19/02. Устройство для определения коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием / Л. Б. Белоногов, В. И. Кычкин, К. Г. Пугин ; заявитель и патентообладатель Пермский гос. техн. университет. – № 2002110679/03 ; заявл. 22.04.2002 ; опубл. 10.09.2003.
19. Пат. 2379408 Российская Федерация, МПК Е 01 С 23/07 (2006.01). Устройство для определения коэффициента сцепления колеса транспортного средства с дорожным и аэродромным покрытием / В. И. Кычкин, К. Г. Пугин, А. В. Кычкин ; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Пермский государственный технический университет». – № 2008122802/03 ; заявл. 05.06.2008 ; опубл. 20.01.2010. Бюл. № 2.
20. Пат. 2415990 Российская Федерация, МПК Е 01 С 23/07 (2006.01). Устройство для измерения коэффициента сцепления колеса транспортного средства с дорожным и аэродромным покрытием / В. И.

Кычкин, А. В. Кычкин, Д. А. Болотов ; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Пермский государственный технический университет». – № 2009143857/03 ; заявл. 26.11.2009 ; опубл. 10.04.2011. Бюл. № 10.

21. Пат. 2134415 Российская Федерация, МПК[6] G 01 N 19/02. Устройство для измерения коэффициента сцепления аэродромного и дорожного покрытия / В. Г. Транквиллевский, С. Е. Аргунов, Ю. Н. Шишкин ; заявитель и патентообладатель Акционерное общество «АВТОВАЗ». – № 97109180/28 ; заявл. 28.05.1997 ; опубл. 10.08.1999. Бюл. № 22.
22. Пат. 2161671 Российская Федерация, МПК[7] E 01 C 23/07 G 01 N 19/02. Способ оценки сцепеных качеств дороги с твердым покрытием / Л. П. Медрес, А. А. Шестопалов, Э. И. Деникин ; заявитель и патентообладатель Л. П. Медрес, А. А. Шестопалов, Э. И. Деникин. – № 98102696/03 ; заявл. 26.01.1998 ; опубл. 10.01.2001.
23. Пат. 2259569 Российская Федерация, МПК[7] G 01 P 15/08. Устройство для определения коэффициента сцепления колеса с аэродромным покрытием / А. В. Низовой, Н. И. Луканов ; заявитель и патентообладатель Низовой А. В., Луканов Н. И. – № 2004101376/11 ; заявл. 08.01.2004 ; опубл. 27.08.2005. Бюл. № 24.
24. Пат. 2298166 Российская Федерация, МПК[7] G 01 N 19/02 (2006.01). Способ определения коэффициента сцепления колеса с аэродромным покрытием / А. В. Низовой, Н. И. Луканов ; заявитель и патентообладатель Низовой А. В., Луканов Н. И. – № 2005138440/28 ; заявл. 09.12.2005 ; опубл. 27.04.2012. Бюл. № 12.
25. Пат. 2388865 Российская Федерация, МПК E 01 C 23/07 (2006.01). Портативное устройство измерения коэффициента сцепления колеса с искусственным покрытием / А. В. Низовой, Н. И. Луканов ; заявитель и патентообладатель Низовой А. В., Луканов Н. И. – № 2009109843/03 ; заявл. 18.03.2009 ; опубл. 10.05.2010. Бюл. № 13.
26. Пат. 2442136 Российская Федерация, МПК G 01 N 19/02 (2006.01). Способ определения коэффициента сцепления колеса с поверхностью искусственного покрытия / Н. И. Луканов ; заявитель и патентообладатель Луканов Н. И. – № 2010140322/28 ; заявл. 01.10.2010 ; опубл. 10.02.2012. Бюл. № 4.
27. Пат. 2279665 Российская Федерация, МПК[7] G 01 N 19/02 (2006.01). Способ определения коэффициента сцепления поверхности дорожного покрытия / Н. А. Лушников, П. А. Лушников, Ю. В. Гвоздков ; заявитель и патентообладатель Государственное предприятие «РОСДОРНИИ». – № 2004138467/28 ; заявл. 28.12.2004 ; опубл. 10.07.2006. Бюл. № 32.
28. Кашканов А. А. Оцінка експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів в умовах неточності вихідних даних / А. А. Кашканов, В. М. Ребедайло, В. А. Кашканов. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 148 с.

УДК 629.113.001

Подригало Н. М.

ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА ДИНАМИЧЕСКИЕ И МОЩНОСТНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Представлено дослідження впливу показника нерівномірності індикаторного обертального моменту на показник нерівномірності обертання колінчастого вала й зміну індикаторної потужності чотиритактних автотракторних двигунів внутрішнього згоряння.

Ключові слова: *індикаторний обертальний момент, індикаторна потужність, ступінь нерівномірності обертання колінчастого вала.*

Представлено исследование влияния показателя неравномерности индикаторного крутящего момента на показатель неравномерности вращения коленчатого вала и изменение индикаторной мощности четырехтактных автотракторных двигателей внутреннего сгорания.

Ключевые слова: *индикаторный крутящий момент, индикаторная мощность, степень неравномерности вращения коленчатого вала.*

Research of influence of an index of non-uniformity of a indicated torque on a degree of non-uniformity of rotation of a bent shaft and change of indicated power of four-cycle auto-tractor explosion engines is presented.

Key words: *an indicated torque, indicated power, a degree of non-uniformity of rotation of a bent shaft.*

Постановка проблемы. Неравномерность крутящего момента, возникающая в двигателе внутреннего сгорания (ДВС), вызывает появление неравномерности хода коленчатого вала и трансмиссии автомобиля (трактора). Неравномерность хода автотракторных двигателей зависит как от неравномерности крутящего момента коленчатого вала двигателя, так и от величины приведенных к нему моментов инерции вращающихся масс трансмиссии автомобиля (трактора).

Анализ последних исследований и публикаций. Причиной появления неравномерности вращения коленчатого вала автотракторного ДВС является неравномерность крутящего момента, характеризующаяся либо степенью неравномерности крутящего момента (K), либо коэффициентом неравномерности крутящего момента (K_1) [1]

$$K = \frac{M_{i\max}}{\overline{M}_i}, \qquad (1)$$

$$K_1 = \frac{M_{i\max} - M_{i\min}}{\overline{M}_i} = K - \frac{M_{i\min}}{\overline{M}_i}, \qquad (2)$$

где $M_{i\ \max}$, $M_{i\ \min}$ – максимальное и минимальное значения индикаторного крутящего момента двигателя;

$\overline{M}_i$ – среднее значение индикаторного крутящего момента двигателя,

$$\overline{M}_i = \frac{M_{i\max} + M_{i\min}}{2}. \qquad (3)$$

В работе [2] на основе данных, приведенных в работе [1], получена аппроксимирующая зависимость, связывающая число цилиндров $i_ц$ двигателя с коэффициентом неравномерности крутящего момента K_1

$$\widehat{K}_1 = 0{,}08 + \frac{14{,}44}{i_ц}. \qquad (4)$$

В работе [2] предложена зависимость для моделирования изменения во времени мгновенного значения индикаторного крутящего момента, которая для одноцилиндрового двигателя имеет следующий вид:

$$M_i = \overline{M}_i\left[1 + \frac{K_1}{2}\sin\left(\frac{\overline{\omega}_e}{2}t\right)\right], \qquad (5)$$

где $\overline{\omega}_e$ – средняя (за цикл работы ДВС) угловая скорость коленчатого вала;

t – время.

Очевидно, что если у двигателя количество цилиндров больше одного ($i_ц > 1$), зависимость (5) примет вид:

$$M_i = \overline{M}_i\left[1 + \frac{K_1}{2}\sin\left(\frac{\overline{\omega}_e}{2}i_ц \cdot t\right)\right]. \qquad (6)$$

Для удобства анализа можно разделить левую и правую части зависимости (6) на $\overline{M}_i$.

На рис. 1 приведены кривые изменения крутящих моментов четырехтактных двигателей с различным числом цилиндров, приведенных в работе [3].

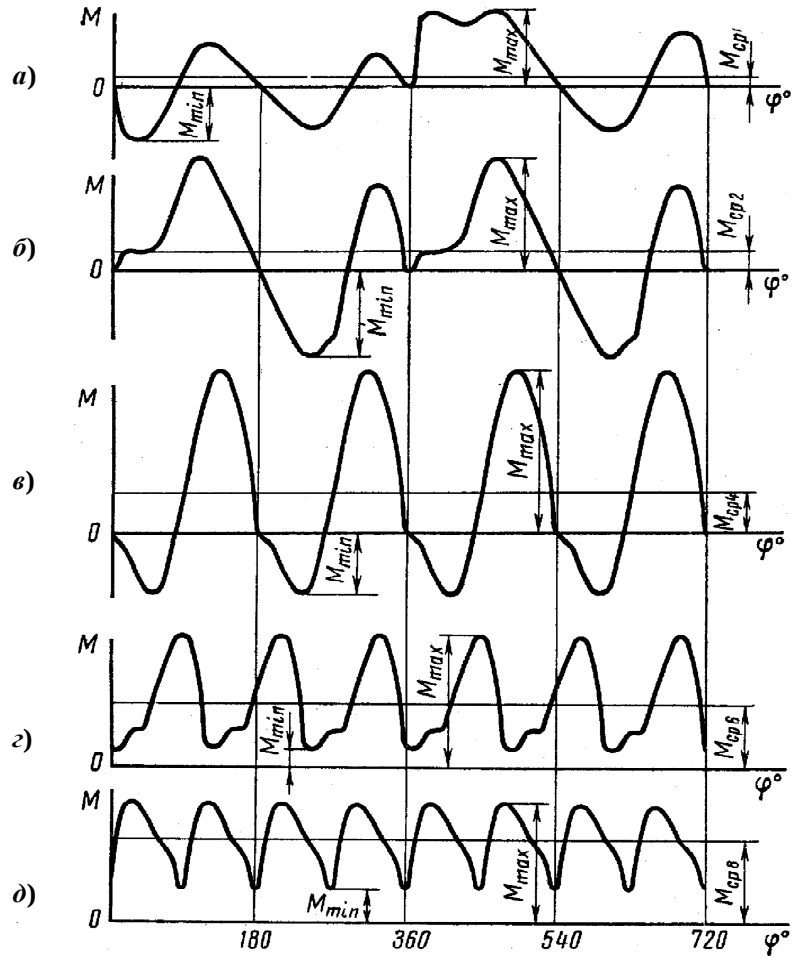


Рис. 1. Кривые крутящих моментов четырехтактных двигателей с различным числом одинаковых цилиндров: *а*) $i_ц$ = 1; *б*) $i_ц$ = 2; *в*) $i_ц$ = 4; *г*) $i_ц$ = 6; *д*) $i_ц$ = 8.

При исследовании зависимости (5), предложенной в работе [2], а также зависимости (6) графики изменения индикаторных крутящих моментов, отнесенных к их среднему значению, будут иметь вид, представленный на рис. 2.

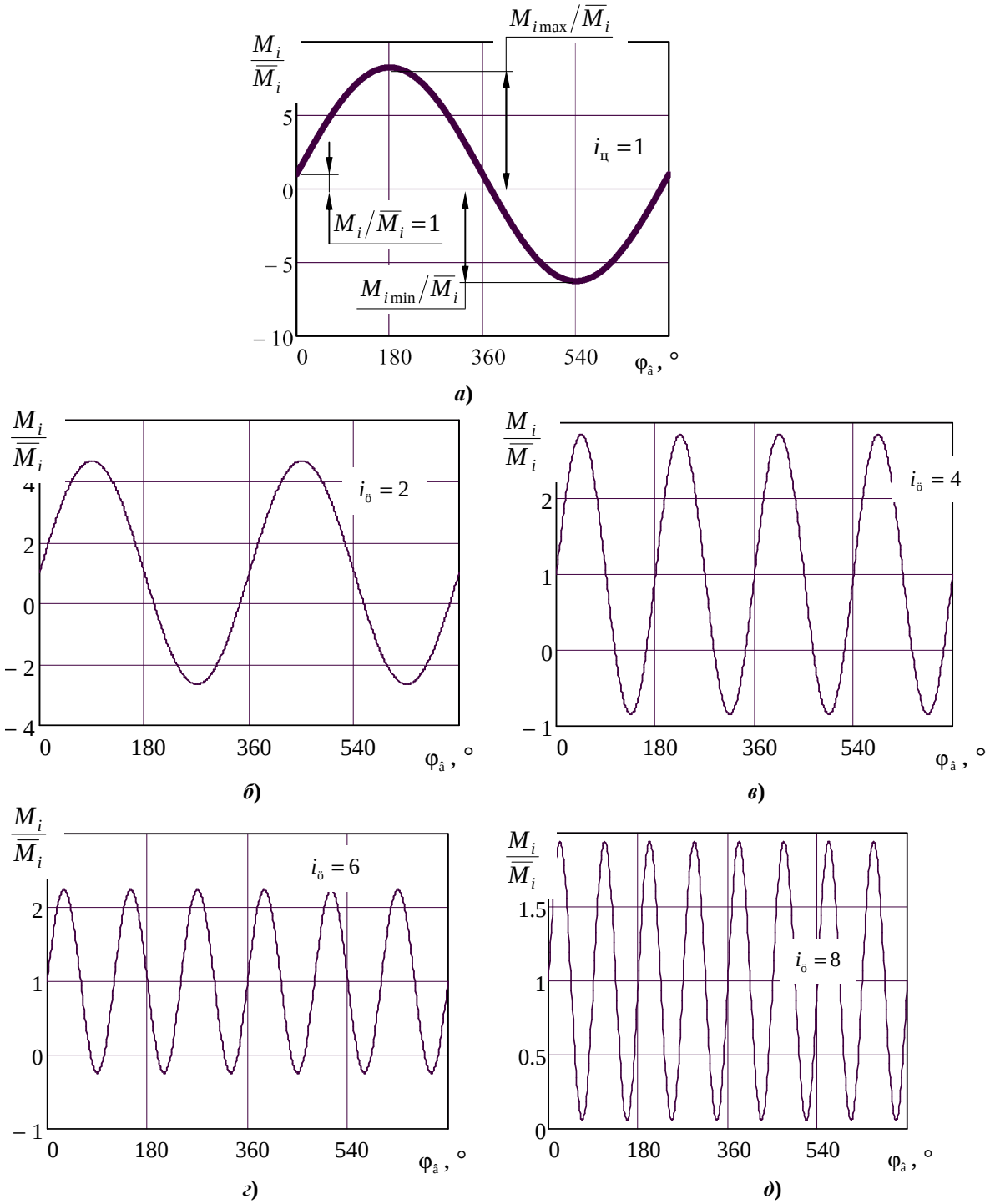


Рис. 2. Графики зависимости $\frac{M_i}{\overline{M}_i} = f(\varphi_{â})$, построенные в соответствии с аппроксимирующей зависимостью (6); $\varphi_{â} = \overline{\omega}_e \cdot t$ – угол поворота коленчатого вала: *а*) $i_ц$ = 1; *б*) $i_ц$ = 2; *в*) $i_ц$ = 4; *г*) $i_ц$ = 6; *д*) $i_ц$ = 8.

Сравнение графиков, приведенных на рис. 1 и рис. 2, дает возможность сделать вывод о том, что использование аппроксимирующей зависимости (6) позволяет с достаточной точностью моделировать неравномерность крутящих моментов четырехтактных двигателей внутреннего сгорания с различным числом одинаковых цилиндров.

Выражение (6) с учетом (4) примет вид:

$$M_i = \overline{M}_i \left[1 + \left(0{,}04 + \frac{7{,}22}{i_ö} \right) \cdot \sin\left(\frac{\overline{\omega}_e}{2} i_ö \cdot t \right) \right]. \quad (7)$$

Сравнивая графики, приведенные на рис. 2, с графиками, приведенными на рис. 1, можно констатировать, что

- для одноцилиндрового двигателя (рис. 1*а* и 2*а*) наблюдается получение больших как положительных, так и отрицательных значений индикаторного крутящего момента, но имеется асимметрия в пользу положительных значений; с увеличением числа цилиндров асимметрия увеличивается;
- начиная с шестицилиндрового двигателя, кривые не имеют отрицательных значений, за исключением небольших отрицательных значений у моделируемой кривой (рис. 2*г*). Это отличает ее от реальной кривой (рис. 1*г*), т. к. построена она по гармоническому закону.

Таким образом, зависимость (7) в окончательном виде может использоваться для моделирования неравномерности крутящего момента автотракторных ДВС.

Целью исследования является оценка влияния неравномерности индикаторного крутящего момента на неравномерность вращения коленчатого вала и изменение индикаторной мощности четырехтактных автотракторных ДВС.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить угловое ускорение и угловую скорость коленчатого вала двигателя;
- определить закон изменения индикаторной мощности ДВС.

Изложение основного материала. ***Определение угловых скорости и ускорения коленчатого вала двигателя.*** В работе [1] показано, что при неравномерном вращении коленчатого вала уравнение динамики имеет вид:

$$M_i = M_{\text{ñîïð}} + I_{\text{ïð}}^{\text{äâ}} \frac{d\omega_e}{dt}, \qquad (8)$$

где $M_{\text{сопр}}$ – суммарный момент сопротивления, учитывающий механические потери в двигателе и сопротивление движению автомобиля (трактора);

$I_{\text{ïð}}^{\text{äâ}}$ – приведенный момент инерции всех вращающихся и движущихся возвратно-поступательно масс двигателя;

ω_e – угловая скорость коленчатого вала.

Изменение M_i, $M_{\text{ñîïð}}$ и $I_{\text{ïð}}^{\text{äâ}}$ в течение рабочего цикла ДВС и приводит к появлению неравномерности хода коленчатого вала. Выражение (8) можно уточнить, учтя раздельно влияние трансмиссии и приведенных масс автомобиля (трактора), а также то, что в установившемся режиме движения $M_{\text{ñîïð}} = \overline{M}_i$

$$M_i = \overline{M}_i + \left(I_{\text{ïð}}^{\text{äâ}} + I_{\text{ïð}}^{\text{òð}}\right)\frac{d\omega_e}{dt}, \qquad (9)$$

где $I_{\text{ïð}}^{\text{òð}}$ – суммарный приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции вращающихся масс трансмиссии и поступательно движущейся массы автомобиля (трактора).

При анализе принято, что потери на трение в механизмах двигателя учтены в величине момента сопротивления $M_{\text{сопр}}$ на коленчатом валу двигателя.

Приведенный момент инерции трансмиссии и поступательно движущейся массы автомобиля (трактора) состоит из суммы двух моментов инерции [2]

$$I_{\text{ïð}}^{\text{òð}} = I_{\text{ïðI}}^{\text{òð}} + I_{\text{ïðII}}^{\text{òð}}, \qquad (10)$$

где $I_{\text{ïðI}}^{\text{òð}}$ – приведенный момент инерции вращающихся масс трансмиссии, связанных с коленчатым валом постоянным передаточным отношением;

$I_{\text{ïðII}}^{\text{òð}}$ – приведенный момент инерции вращающихся масс трансмиссии и поступательно движущейся массы автомобиля (трактора), связанных с коленчатым валом переменным передаточным отношением.

Приведенный момент инерции вращающихся масс трансмиссии, связанных с валом двигателя переменным передаточным отношением, мал в сравнении с приведенным моментом инерции поступательно движущейся массы машины. Следовательно, можно принять допущение, что

$$I_{\text{ïðII}}^{\text{òð}} \cong \frac{m r_{\text{ê}}^2}{u_{\text{î}}^2 u_{\text{ê}}^2}, \qquad (11)$$

где m – общая масса автомобиля или трактора;

$r_{\text{к}}$ – кинематический радиус ведущих колес;

$u_{\text{о}}$, $u_{\text{к}}$ – передаточные отношения главной передачи и коробки передач.

Из выражения (9), подставляя в него (10) и (11), определим угловое ускорение

$$\frac{d\omega_e}{dt} = \frac{M_i - \overline{M}_i}{I_{\text{ïð}}^{\text{äâ}} + I_{\text{ïðI}}^{\text{òð}} + \dfrac{m r_{\text{ê}}^2}{u_{\text{î}}^2 u_{\text{ê}}^2}}. \qquad (12)$$

Учитывая уравнение (6), окончательно получим

$$\frac{d\omega_e}{dt} = 0{,}5K_1 \frac{\sin\left(\dfrac{\overline{\omega}_e}{2} i_{\text{ö}} \cdot t\right)}{I_{\text{ïð}}^{\text{äâ}} + I_{\text{ïðI}}^{\text{òð}} + \dfrac{m r_{\text{ê}}^2}{u_{\text{î}}^2 u_{\text{ê}}^2}} \overline{M}_i. \qquad (13)$$

Проведя интегрирование уравнения (13), определим угловую скорость коленчатого вала

$$\omega_e = C - \frac{K_1 \dfrac{\overline{M}_i}{\overline{\omega}_e \cdot i_{\text{ö}}}}{I_{\text{ïð}}^{\text{äâ}} + I_{\text{ïðI}}^{\text{òð}} + \dfrac{m r_{\text{ê}}^2}{u_{\text{î}}^2 u_{\text{ê}}^2}} \cos\left(\frac{\overline{\omega}_e}{2} i_{\text{ö}} \cdot t\right). \qquad (14)$$

Постоянная интегрирования C находится из следующих граничных условий: при $\overline{\omega}_e \cdot i_ö \cdot t = \pi$ величина $\omega_e = \overline{\omega}_e$.

В окончательном виде уравнение угловой скорости коленчатого вала ДВС примет вид:

$$\omega_e = \overline{\omega}_e - \frac{K_1 \cdot \overline{M}_i}{\overline{\omega}_e \cdot i_ö \left(I_{ïð}^{äâ} + I_{ïðI}^{òð} + \frac{m r_ê^2}{u_î^2 u_ê^2} \right)} \cos\left(\frac{\overline{\omega}_e}{2} i_ö \cdot t \right). \quad (15)$$

В уравнении (15) определим амплитуду колебаний угловой скорости коленчатого вала

$$A_\omega = \frac{K_1 \cdot \overline{M}_i}{\overline{\omega}_e \cdot i_ö \left(I_{ïð}^{äâ} + I_{ïðI}^{òð} + \frac{m r_ê^2}{u_î^2 u_ê^2} \right)}. \quad (16)$$

Примем допущение, что

$$\varphi_â \cong \overline{\omega}_e \cdot t. \quad (17)$$

Тогда зависимость (15) можно представить в виде:

$$\omega_e = \overline{\omega}_e - A_\omega \cos\left(\frac{\varphi_â}{2} i_ö \right), \quad (18)$$

где $\varphi_в$ – угол поворота коленчатого вала.

Разделив левую и правую части выражения (18) на $\overline{\omega}_e$, получим

$$\frac{\omega_e}{\overline{\omega}_e} = 1 - \frac{A_\omega}{\overline{\omega}_e} \cos\left(\frac{\varphi_â}{2} i_ö \right). \quad (19)$$

В уравнении (19)

$$\frac{A_\omega}{\overline{\omega}_e} = \frac{\delta_\omega}{2}, \quad (20)$$

где δ_ω – степень неравномерности вращения (хода) коленчатого вала двигателя,

$$\delta_\omega = \frac{\omega_{e\max} - \omega_{e\min}}{\overline{\omega}_e}, \quad (21)$$

где $\omega_{e\ \max}$, $\omega_{e\ \min}$– максимальная и минимальная угловые скорости коленчатого вала.

Следовательно,

$$\frac{\omega_e}{\overline{\omega}_e} = 1 - \frac{\delta_\omega}{2} \cos\left(\frac{\varphi_â}{2} i_ö \right), \quad (22)$$

Таким образом, степень неравномерности вращения коленчатого вала двигателя может быть определена с учетом соотношения (16)

$$\delta_\omega = \frac{2K_1 \cdot \overline{M}_i}{\overline{\omega}_e^2 \cdot i_ö \left(I_{ïð}^{äâ} + I_{ïðI}^{òð} + \frac{m r_ê^2}{u_î^2 u_ê^2} \right)}, \quad (23)$$

или с учетом (4)

$$\delta_\omega = \frac{\overline{M}_i}{\overline{\omega}_e^2 \cdot i_ö} \cdot \frac{0{,}16 + \frac{28{,}88}{i_ö}}{I_{ïð}^{äâ} + I_{ïðI}^{òð} + \frac{m r_ê^2}{u_î^2 u_ê^2}}. \quad (24)$$

Анализ выражения (24) показывает, что с ростом $\overline{M}_i$ и уменьшением $\overline{\omega}_e$ происходит увеличение степени неравномерности хода коленчатого вала двигателя δ_ω. Увеличение $u_о$ и $u_к$ и также ведет к увеличению δ_ω. С увеличением числа цилиндров $i_ц$ величина δ_ω уменьшается. Увеличение $I_{ïðI}^{òð}$, $I_{ïð}^{äâ}$, m и $r_к$ также приводит к уменьшению δ_ω.

Определение индикаторной мощности двигателя. Индикаторная мощность двигателя может быть определена как

$$N_i = M_i \cdot \omega_e. \quad (25)$$

Подставляя выражения для M_i и ω_e из уравнений (6) и (15) в зависимость (25), после преобразований получим

$$N_i = \overline{M}_i \cdot \overline{\omega}_e \left[1 + \frac{K_1}{2} \sin\left(\frac{\overline{\omega}_e}{2} i_ö \cdot t \right) - \right.$$
$$- \frac{K_1 \cdot \overline{M}_i}{\overline{\omega}_e^2 \cdot i_ö \left(I_{ïð}^{äâ} + I_{ïðI}^{òð} + \frac{m r_ê^2}{u_î^2 u_ê^2} \right)} \times \quad (26)$$
$$\left. \times \left(\cos\left(\frac{\overline{\omega}_e}{2} i_ö \cdot t \right) + \frac{K_1}{4} \sin\left(\overline{\omega}_e \cdot i_ö \cdot t \right) \right) \right]$$

Средняя за цикл индикаторная мощность двигателя равна

$$\overline{N}_i = \overline{M}_i \cdot \overline{\omega}_e. \quad (27)$$

Таким образом, выражение (26) с учетом (27), (23) и (17) примет вид:

$$N_i = \overline{N}_i \left[1 + \frac{K_1}{2} \sin\left(\frac{\varphi_â}{2} i_ö \right) - \right.$$
$$\left. - \frac{\delta_\omega}{2} \left(\cos\left(\frac{\varphi_â}{2} i_ö \right) + \frac{K_1}{4} \sin\left(\varphi_â \cdot i_ö \right) \right) \right]. \quad (28)$$

После подстановки (4) в (28) и преобразования окончательно получим

$$\frac{N_i}{\overline{N}_i} = 1 + \left(0{,}04 + \frac{7{,}22}{i_ö} \right) \sin\left(\frac{\varphi_â}{2} i_ö \right) -$$
$$- \frac{\delta_\omega}{2} \left(\cos\left(\frac{\varphi_â}{2} i_ö \right) + \left(0{,}02 + \frac{3{,}61}{i_ö} \right) \sin\left(\varphi_â \cdot i_ö \right) \right). \quad (29)$$

На рис. 3 приведены графики зависимости $\frac{N_i}{\overline{N}_i} = f(\varphi_â)$ при различных значениях степени неравномерности вращения коленчатого вала двигателя δ_ω, находящейся в пределах [0;2]. Указанные пределы являются границами возможных значений степени неравномерности вращения коленчатого вала двигателя. При $\delta_\omega = 0$: $\omega_{e\max} = \omega_{e\min} = \overline{\omega}_e$, т. е. угловая скорость постоянна; при $\delta_\omega = 2$: $\omega_{e\min} = 0$, $\omega_{e\max} = 2\overline{\omega}_e$.

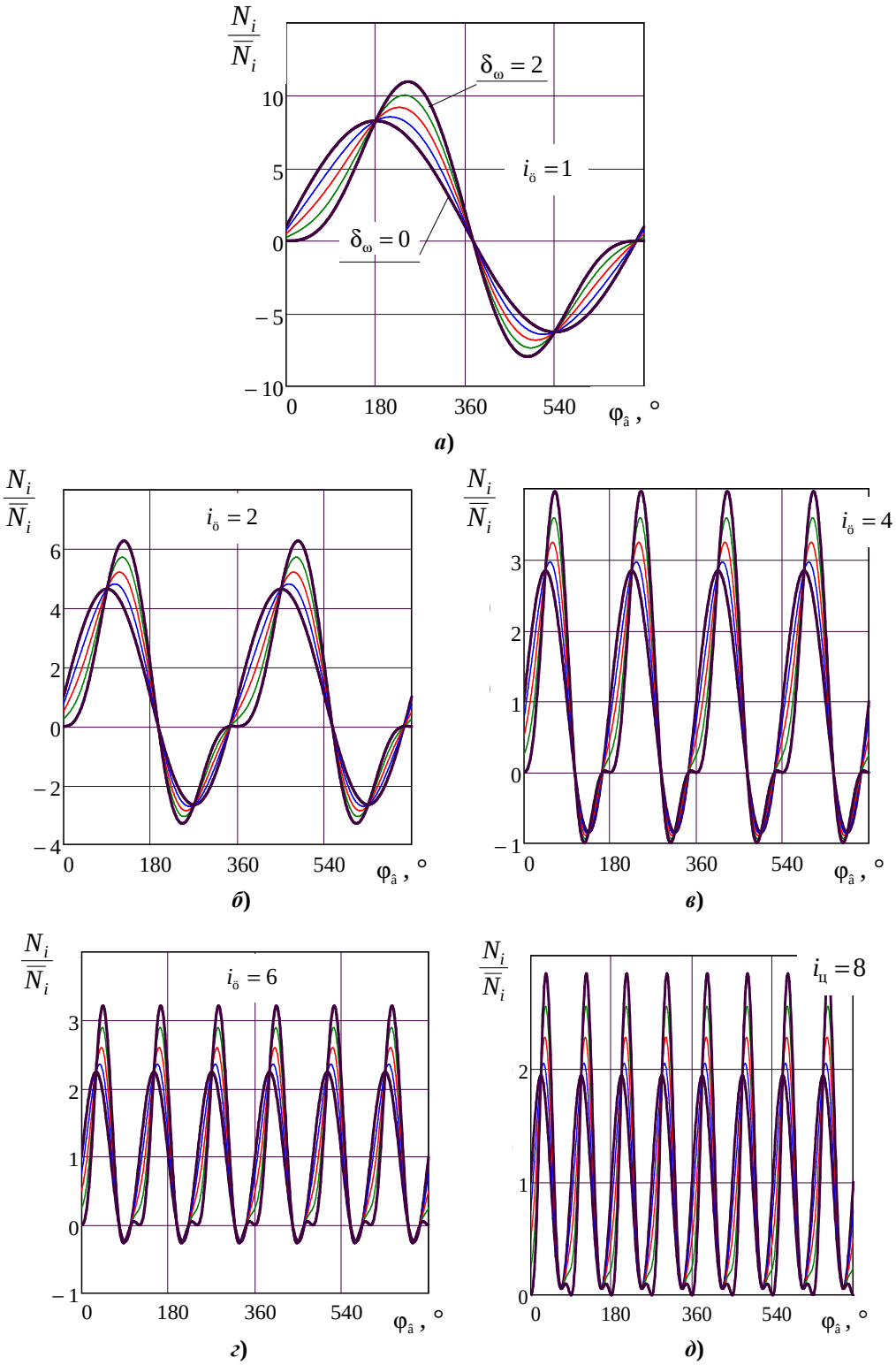


Рис. 3. Графики зависимости $\frac{N_i}{\overline{N}_i} = f(\varphi_â)$, построенные при различных значениях степени неравномерности вращения коленчатого вала δ_ω и количестве цилиндров $i_ц$ двигателя: *а*) $i_ц$ = 1; *б*) $i_ц$ = 2; *в*) $i_ц$ = 4; *г*) $i_ц$ = 6; *д*) $i_ц$ = 8.

Анализ приведенных графиков показывает, что степень неравномерности вращения коленчатого вала ДВС оказывает существенное влияние на характер изменения зависимости $\frac{N_i}{\overline{N}_i} = f(\varphi_â)$.

При $\delta_\omega = 0$ выражение (29) примет вид:

$$\left(\frac{N_i}{\overline{N}_i}\right)_0 = 1 + \left(0{,}04 + \frac{7{,}22}{i_ö}\right)\sin\left(\frac{\varphi_â}{2} i_ö\right), \qquad (30)$$

и в этом случае график функции $\frac{N_i}{\overline{N}_i} = f(\varphi_â)$

представляет собой синусоиду, смещенную в положительном направлении на единицу и имеющую амплитуду равную $\frac{K_1}{2} = 0{,}04 + \frac{7{,}22}{i_ö}$. С увеличением δ_ω увеличивается амплитуда колебаний величины $\frac{N_i}{\overline{N}_i}$ при одном и том же количестве цилиндров $i_ц$.

Выводы. Проведенное исследование позволило определить связь между числом цилиндров, неравномерностью крутящего момента и неравномерностью вращения коленчатого вала ДВС. С ростом среднего индикаторного крутящего момента $\overline{M}_i$ и уменьшением средней угловой скорости вращения коленчатого вала $\overline{\omega}_e$ происходит увеличение значения коэффициента неравномерности вращения δ_ω. С увеличением числа цилиндров $i_ц$ величина δ_ω уменьшается. Увеличение передаточного числа трансмиссии (параметров $u_о$ и $u_к$) приводит к увеличению степени неравномерности хода коленчатого вала двигателя.

Показатель степени неравномерности вращения коленчатого вала ДВС δ_ω оказывает существенное влияние на характер изменения зависимости $\frac{N_i}{\overline{N}_i} = f(\varphi_ä)$. С увеличением δ_ω увеличивается амплитуда колебаний величины $\frac{N_i}{\overline{N}_i}$ при одном и том же количестве цилиндров $i_ц$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попык К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К. Г. Попык. – М. : Высшая школа, 1970. – 328 с.
2. Подригало Н. М. Влияние неравномерности крутящего момента на КПД автотракторных двигателей / Н. М. Подригало // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. – 2012. – Вип. № 124. – Т. 2. – С. 118–126.
3. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М. : Высшая школа, 1971. – 344 с.

УДК 629.017

Клец Д. М.

ПРИМЕНЕНИЕ НЕЧЕТКОЙ ЛОГИКИ В СИСТЕМЕ ПОВЫШЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ ПРОТИВ ЗАНОСА

У статті запропонована система на основі нечіткої логіки, яка дозволяє автоматично обмежувати прискорення автомобіля в тяговому режимі руху для забезпечення його стійкості проти заносу з урахуванням дорожніх умов.

Ключові слова: *автомобіль, стійкість, нечітка логіка, занос, прискорення, коефіцієнт зчеплення.*

В статье предложена система на основе нечеткой логики, которая позволяет автоматически ограничивать ускорение автомобиля в тяговом режиме движения для обеспечения его устойчивости против заноса с учетом дорожных условий.

Ключевые слова: *автомобиль, устойчивость, нечеткая логика, занос, ускорения, коэффициент сцепления.*

The paper proposes a system based on fuzzy logic, which allows automatically limit the vehicle acceleration in the traction mode of movement to ensure its stability against skid with the road conditions accounting.

Key words: *vehicle, stability, fuzzy logic, skidding, acceleration, friction coefficient.*

Постановка проблемы. С развитием технологий, применяемых в автомобилестроении, вопросам безопасности, управляемости и устойчивости уделяется все большее внимание. Это обусловлено тем, что в процессе движения автомобиля по дороге с низким коэффициентом сцепления боковая сила, действующая в пятне контакта колеса с дорогой, может достигать значительных величин и приводить к потере устойчивости и возникновению дорожно-транспортных происшествий (ДТП).

Современные требования к адаптивности предполагают создание комплексных систем, наделенных функциями оценки, диагностирования, контроля и защиты всех систем транспортного средства. Одной из мировых тенденций автомобилестроения становится внедрение в систему управления элементов нечеткой логики [1]. Таким образом, актуальным является вопрос повышения устойчивости колесных машин против заноса с использованием систем, работающих на основе нечеткой логики.

Анализ последних исследований и публикаций. Снижение количества ДТП является одной из важнейших задач государственного значения. Ее решение связано с совершенствованием и развитием трех компонентов, образующих единую систему «водитель – автомобиль – дорожная среда» (ВАДС) [2]. В этой системе основная роль принадлежит водителю, который выполняет функции контроля положения автомобиля на дороге, управления скоростью и взаимодействия с другими участниками дорожного движения.

Устойчивость является одним из наиболее важных эксплуатационных свойств, отвечающих за безопасность дорожного движения. Возможным способом реализации систем повышения устойчивости является управление на основе нечеткой логики. В автомобильной промышленности нечеткая логика находит применение в системах впрыска, шумоподавляющих системах, кондиционерах воздуха и при автоматическом переключении передач в трансмиссии [3].

Исследования отечественных и зарубежных ученых [3–6] показывают, что внедрение средств автоматизации управления транспортными средствами позволяет существенно уменьшить риск ДТП и сократить количество аварий, связанных с гибелью людей. Согласно Глобальным техническим правилам № 8 [6], электронные системы контроля устойчивости (СКУ) позволяют значительно снизить число аварий транспортных средств (табл. 1).

Таблица 1.

Снижение вероятности потери контроля над транспортным средством в случае, если оно оснащено электронной СКУ.

Вид транспортного средства	Европа и Япония	США
Одиночные легковые автомобили	34%	71%
SUV	59%	84%

Автор работы [5] указывает на то, что среднестатистический водитель не обладает способностью мгновенно воспринимать неожиданно появляющееся скольжение между колесами и дорогой, при этом его действия по предотвращению ДТП значительно запаздывают и не являются адекватными. Следовательно, человек как инерционное звено в системе ВАДС должен быть освобожден от необходимости выполнения мгновенных (быстрее 0,1 с) действий, за него такие действия должна выполнять бортовая электронная автоматика, подчиненная обычному человеческому восприятию и реальной ситуации движения [5]. Для эффективного торможения система ABS ограничивает давление тормозной жидкости, предотвращая блокировку колес, удерживая коэффициент скольжения S в оптимальных пределах 0,05...0,2 [7] (рис. 1).

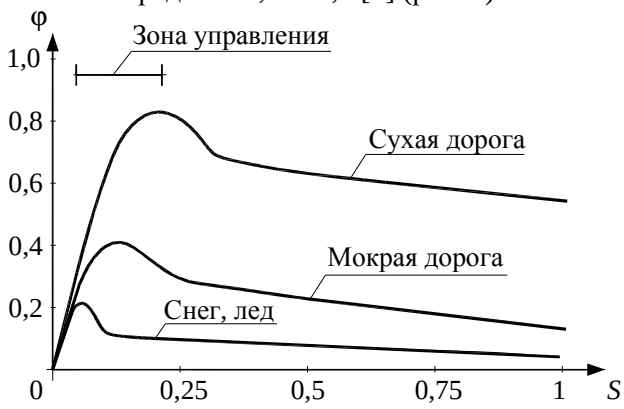


Рис. 1. Зависимость коэффициента сцепления φ от коэффициента скольжения *S*.

Коэффициент скольжения определяется из следующего выражения

$$S = \frac{V_a - V_k}{V_a}, \qquad (1)$$

где V_a – скорость автомобиля;
V_k – линейная скорость точки на радиусе колеса.

Системы ABS большинства производителей настроены на компромиссное значение S = 0,1. Но дорожные условия различные, и на обледенелой дороге S должно быть равно 0,05, а на сухом асфальте – 0,2. В работе [7] автор утверждает, что работа системы ABS существенно улучшается уже при введении шести продукционных правил. Вопросам повышения устойчивости колесных машин посвящены работы [8–10]. Однако в известных исследованиях отсутствуют рекомендации по применению нечеткой логики в системе повышения устойчивости автомобиля против заноса.

Целью статьи является разработка системы повышения устойчивости автомобилей различной компоновки против заноса в тяговом режиме движения с использованием метода нечеткой логики.

Изложение основного материала.

Разработка системы повышения устойчивости автомобиля против заноса в тяговом режиме движения. В работе [9] предложен метод оценки устойчивости автомобилей против заноса, основанный на построении зон устойчивости. Указанные зоны наносятся на график ускорений, полученный из классического тягового расчета. Максимально допустимое по условию сохранения устойчивости линейное ускорение автомобиля $\dot{V}_{\text{óñò}}^{\max}$ определяется из следующей зависимости:

$$\dot{V} \le \frac{\varphi^2 \cdot g \cdot \frac{h - r_{\text{д}}}{L} \cdot \frac{b}{a}}{0{,}5 \cdot \left(\frac{b^2}{a^2} - 1\right) \cdot \left(K_R{}^2 - \varphi^2 \cdot \frac{(h - r_{\text{д}})^2}{L^2}\right) - \frac{b^2}{a^2} \cdot (K_R - 0{,}5)} - \frac{k \cdot F}{m_{\text{а}}} \cdot V^2 = \dot{V}_{\text{óñò}}^{\max}, \qquad (2)$$

где $\dot{V}$ – линейное ускорение автомобиля;
φ – коэффициент сцепления колес с дорогой;
g – ускорение свободного падения, g = 9,81 м/с^2;
h – высота центра масс автомобиля;
$r_{\text{д}}$ – динамический радиус колеса;
$k \cdot F$ – фактор обтекаемости;
$m_{\text{а}}$ – масса автомобиля;
L – колесная база автомобиля;
a, b – расстояние от проекции центра масс автомобиля на горизонтальной плоскости до передней и задней оси автомобиля;
K_R – коэффициент распределения касательных реакций.

Построим на примере автомобиля BMW-318 зоны устойчивого движения в зависимости от коэффициента сцепления колес с дорогой (рис. 2).

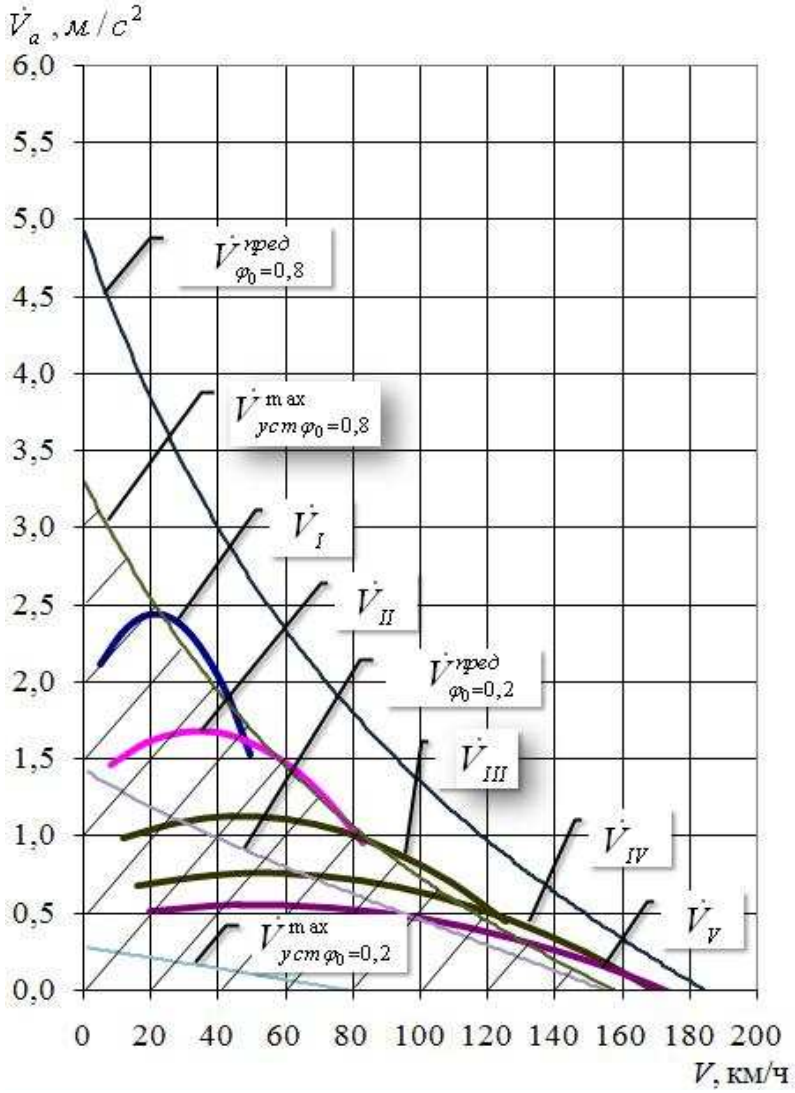


Рис. 2. График ускорений автомобиля BMW-318 при φ_0 = 0,8 (сухой асфальт) и φ_0 = 0,2 (лед); зона устойчивого движения заштрихована.

Анализируя график, изображенный на рис. 2, можно сделать вывод о том, что с ростом φ увеличивается $\dot{V}_{\text{óñò}}^{\max}$. Для исследуемого автомобиля существуют такие режимы движения, при которых развиваемые ускорения превышают максимальные по условию устойчивости. Для предотвращения развития заноса в данном случае можно рекомендовать снижение линейного ускорения и, как следствие, вход в зону устойчивого движения.

Построим функции принадлежности для продольных ускорений испытуемого автомобиля и коэффициента сцепления колес с дорогой (рис. 3).

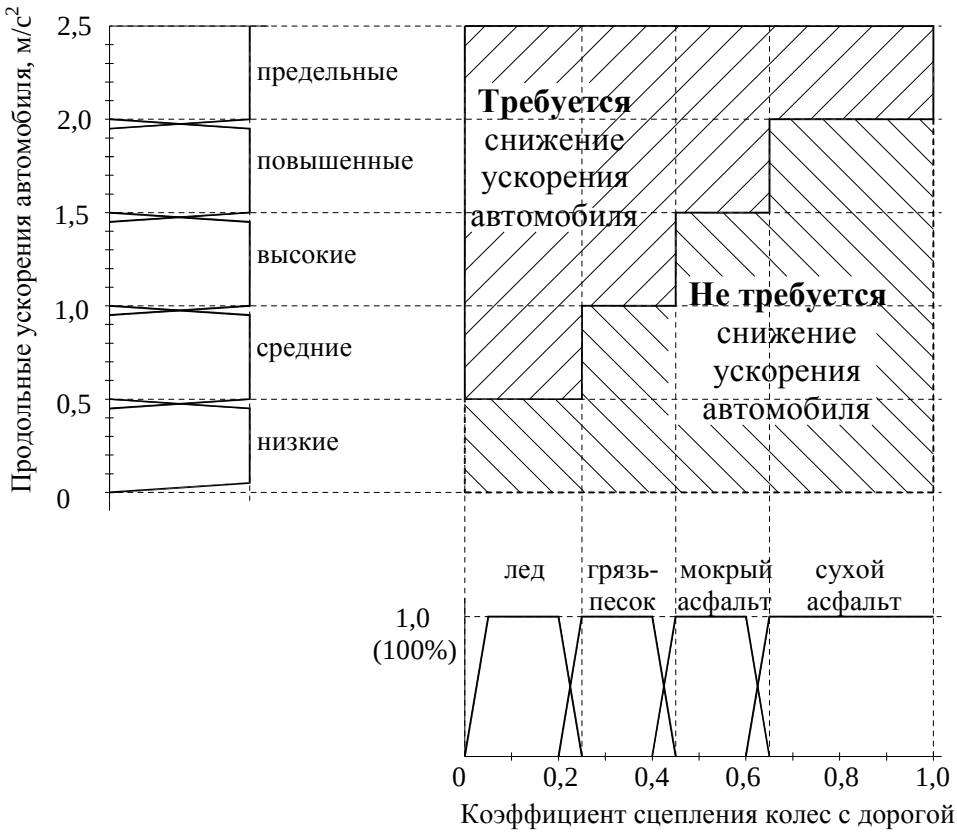


Рис. 3. Функция принадлежности.

Для продольных ускорений введем лингвистические термы: «низкие», «средние», «высокие», «повышенные» и «предельные», а для коэффициента сцепления – «лед», «грязь-песок», «мокрый асфальт», «сухой асфальт». На основе полученных лингвистических термов для входных переменных запишем нечеткие правила вида «если X, то Z». Первая часть правил является входным сигналом, а вторая часть является результатом и соответствует управляющему действию. База нечетких правил имеет следующий вид:

- если коэффициент сцепления колес с дорогой «сухой асфальт» и ускорения «низкие», то снижение ускорений автомобиля не требуется;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «мокрый асфальт» и ускорения «низкие», то снижение ускорений автомобиля не требуется;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «грязь-песок» и ускорения «низкие», то снижение ускорений автомобиля не требуется;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «лед» и ускорения «низкие», то снижение ускорений автомобиля не требуется;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «сухой асфальт» и ускорения «средние», то снижение ускорений автомобиля не требуется;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «мокрый асфальт» и ускорения «средние», то снижение ускорений автомобиля не требуется;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «грязь-песок» и ускорения «средние», то снижение ускорений автомобиля не требуется;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «лед» и ускорения «средние», то требуется снижение ускорений автомобиля;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «сухой асфальт» и ускорения «высокие», то снижение ускорений автомобиля не требуется;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «мокрый асфальт» и ускорения «высокие», то снижение ускорений автомобиля не требуется;

  если коэффициент сцепления колес с дорогой «грязь-песок» и ускорения «высокие», то требуется снижение ускорений автомобиля;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «лед» и ускорения «высокие», то требуется снижение ускорений автомобиля;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «сухой асфальт» и ускорения «повышенные», то снижение ускорений автомобиля не требуется;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «мокрый асфальт» и ускорения «повышенные», то требуется снижение ускорений автомобиля;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «грязь-песок» и ускорения «повышенные», то требуется снижение ускорений автомобиля;

- если коэффициент сцепления колес с дорогой «лед» и ускорения «повышенные», то требуется снижение ускорений автомобиля;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «сухой асфальт» и ускорения «предельные», то требуется снижение ускорений автомобиля;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «мокрый асфальт» и ускорения «предельные», то требуется снижение ускорений автомобиля;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «грязь-песок» и ускорения «предельные», то требуется снижение ускорений автомобиля;
- если коэффициент сцепления колес с дорогой «лед» и ускорения «предельные», то требуется снижение ускорений автомобиля.

Для работы предложенной системы необходимо определять коэффициент сцепления колес с дорогой. Это удобно сделать по аналогии с работой системы Grip Control, которая устанавливается на автомобилях Citroen, Peugeot и других производителей. Внешний вид автомобиля Peugeot 3008, оборудованного системой Grip Control, а также переключателя режимов работы указанной системы, приведен на рис. 4.

***а*)**

***б*)**

Рис. 4. Автомобиль Peugeot 3008, оборудованный системой Grip Control: *а*) внешний вид автомобиля; *б*) переключатель режимов работы системы Grip Control [5].

На Peugeot 3008 предусмотрено 5 режимов функционирования системы Grip Control. Осуществлять выбор водитель может вручную [11].

- ESP ON («Road & Street») – стандартный режим, активируется по умолчанию. Режим предназначен для движения по дорогам с асфальтовым или грунтовым покрытием, а также легкому бездорожью.
- «Снег» (Snow) – для движения по скользким поверхностям, как на дорогах, так и вне их.
- «Грязь» (Mud) – для движения по грязи и колеям.
- «Песок» (Sand, Sable) – для движения по песку.
- ESP OFF – режим дезактивирует все функции, обеспечиваемые электронным блоком управления системы ESP: контроль траектории и буксования колес, в т. ч. Grip Control. Этот режим автоматически деактивируется при скорости свыше 50 км/ч и система переходит в режим «ESP ON». Водитель самостоятельно использует режим «ESP OFF» для движения в индивидуально особых условиях.

Выводы.

1. Система повышения устойчивости автомобиля против заноса, разработанная на основе нечеткой логики, позволяет автоматически ограничивать развиваемые ускорения в тяговом режиме движения с учетом дорожных условий и типа привода ведущих колес.

2. В качестве чувствительных элементов системы могут служить трехкомпонентные акселерометры Freescale Semiconductor модели MMA-7260QT с пределом измерения ±1,5 g.

ЛИТЕРАТУРА

1. Антипов С. И. Нечеткая логика и возможности ее применения в системах управления современного автомобиля / С. И. Антипов, Ю. В. Дементьев, А. Е. Калинин // Материалы международной научно-технической конференции «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров». – М. : МГТУ «МАМИ», 2010. – С. 11–20.
2. Малявин А. А. Разработка системы управления движением автомобиля с использованием нечеткой логики : автореф. дис. … канд. техн. наук : спец. 05.13.06 / А. А. Малявин. – М., 2011. – 18 с.
3. Шеври Ф. Нечеткая логика / Ф. Шеври, Ф. Гели // Техническая коллекция Schneider Electric. МКР-TECHCOL31. Вып. № 31. – 2009. – 32 с.
4. Altrock C. Fuzzy Logic in Automotive Engineering / Constantin von Altrock // Circuit cellar INK. Computer application magazine. – Santa Clara, 1997. – 9 p.
5. Förster H. J. Der Fahrzeugfurer als Bindeglied zwischen Reifen. Fahrwerk und Fahrbahn / H. J. Förster // VDI Berichte, Nr. 916. – 1991.

6. Глобальные технические правила № 8. Электронные системы контроля устойчивости (ESE TRANS 180). 2008. – 116 с.
7. Соснин Д. А. Новейшие автомобильные электронные системы : учеб. пособие для специалистов по ремонту автомобилей, студентов и преподавателей вузов и колледжей / Д. А. Соснин, В. Ф. Яковлев. – М. : СОЛОН-Пресс, 2005. – 240 с.
8. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
9. Подригало М. А. Определение устойчивости автомобиля против заноса при движении в тяговом режиме / М. А. Подригало, Д. М. Клец // Вісник НТУ «ХПІ». Автомобіле- та тракторобудування. – 2007. – Вип. 12. – С. 127–136.
10. Динамика автомобиля / [М. А. Подригало, В. П. Волков, А. А. Бобошко и др.]. – Харьков : Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, 2008. – 426 с.
11. Заборщиков В. Grip Control – сцепление под контролем [Электронный ресурс] / В. Заборщиков // Российский автомобильный портал «5 колесо». – 28.11.2009. – Режим доступа : http://www.5koleso.ru/articles/Tehnika/Grip_Control_Stseplenie_pod_kontrolem.

УДК 629.331:502.3

Халилов В., Менасанова С. Э., Абдулгазис У. А.

ВОЗМОЖНОСТИ АДАПТАЦИИ СОВРЕМЕННЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ К ТОПЛИВУ С ПОВЫШЕННЫМ СОДЕРЖАНИЕМ СЕРЫ

Визначено деякі можливості зниження впливу підвищеного вмісту сірки в дизельному паливі на попередження та стримування кислотного впливу на двигун з системою рециркуляції вихлопних газів.

Ключові слова: *вміст сірки в дизельному паливі, дизельний двигун, система рециркуляції, знос, вихлопні гази.*

Определены некоторые возможности снижения влияния повышенного содержания серы в дизельном топливе на предупреждение и сдерживание кислотного воздействия на двигатель с системой рециркуляции выхлопных газов.

Ключевые слова: *содержание серы в дизельном топливе, дизельный двигатель, система рециркуляции, износ, выхлопные газы.*

Identified several opportunities to reduce the impact of increasing the sulfur content in diesel fuel for the prevention and containment of acid treatment on the engine with exhaust gas recirculation.

Key words: *sulfur content in diesel fuel, diesel engine, the recirculation system, wear, exhaust emissions.*

Постановка проблемы. Известные разработчики грузовых автомобилей своевременно приступили к решению ряда вопросов по совершенствованию двигателей и систем очистки отработанных газов на соответствие требуемым показателям ЕВРО 6 [1], вступающих в действие в ЕС после продления сроков с 2015 года. Достичь высоких результатов разработчикам удалось в основном за счет совместного применения системы селективной каталитической нейтрализации (SCR) и систем рециркуляции выхлопных газов (EGR) (только Iveco не использовало совмещение с EGR) [2]. Это позволило в целом снизить расход амиакообразующей жидкости AdBlue и сохранить высокие показатели экономичности расхода топлива. По данным источника [1], потребление жидкости AdBlue составляет 1,3 л/100 км, или 4% от расхода топлива. Для модульной системы BlueTec, разработанной Mercedes-Benz для снижения токсичности отработавших газов, на базе использования только SCR расход AdBlue увеличился примерно на 1/3 и составил 5–7% от расхода топлива, или 1,7 л/100 км. Сочетание систем EGR и SCR было рассчитано для условий использования дизельного топлива с ультранизким и низким содержанием серы в пределах, не превышающих 15 ppm.

Сера – крайне нежелательный элемент для топлива. Серная кислота H_2SO_4, образующаяся в термохимических реакциях в двигателе, вызывает коррозию поверхностей нагрева камеры сгорания (КС), блокирует поверхности катализаторов после выхода, снижает качество смазки, попадая в атмосферу, вредно действует на живые организмы и растительность.

При наличии избыточного воздуха в КС происходит окисление SO_2 до SO_3 с выделением тепла, с последующим образованием при охлаждении в процессе выпуска конденсата серной кислоты H_2SO_4. Пары H_2SO_4 значительно повышают температуру точки росы (до 140–150°С) процесса ее конденсации, тем самым сдерживают возможность снижения температуры рециркуля-

ционных газов системы EGR. В предыдущих своих исследованиях автору [3] приходилось изучать механизм и вредные последствия коррозионного воздействия серы, содержащейся в дизельном топливе, на огневую поверхность цилиндров дизельного двигателя. Понимание процессов, происходящих в камере сгорания, и активное применение систем EGR на современном этапе развития двигателестроения вызывают необходимость продолжения начатых изысканий по возможности адаптации современных двигателей к эксплуатационным условиям, где существует значительный риск заправки автомобиля дизельным топливом с повышенным содержанием серы.

Как показали проведенные исследования [4], качество реализуемого дизельного топлива (ДТ), оцениваемого как класс 1, вид 1 и марка F, вид 1, в конце 2010 года количественно соответствовало нормам 10 мг/кг. Топлива марки F, вид 2 содержало серы 24–50 мг/кг, а марки 3-0.05-(-25) – 61–340 мг/кг. Исследования проводились по разным методикам. Образцы проверяли на соответствие топлива видов I и II нормам нового ДСТУ 4840:2007, а простого дизельного топлива – нормам старого ДСТУ 3868-99.

Последние результаты исследований 2013 года [5] зимнего ДТ показали тенденцию улучшения показателя содержания серы. Для марки F, вид 1 – 5 мг/кг, марки Е, вид 1 – 10 мг/кг, марки Е, вид 11 – 38 мг/кг, класса 1, вид 1 – 5–10 мг/кг и класса 1, виды 11–23 – 32 мг/кг. Это значительно улучшенные показатели для внутреннего потребительского рынка Украины. По данным [6], сверхнормативное содержание серы в некоторых пробах для летних видов ДТ достигало 110–1416 мг/кг.

Объем публикаций, характеризующий качество дизельного топлива в Украине, незначителен, и существует вероятность, что реальная картина вызвала бы неодобрение потребителей. Перевозчики товаров на большегрузных автомобилях были и так в нелегком положении из-за отсутствия гарантий нормативного содержания серы в дизельном топливе на магистральных заправках. Теперь ситуация усугубилась еще за счет введения в Европе экологически чистых зон пониженных выбросов (LEZ) [1], где транспортная связь должна будет осуществляться с ограничениями выбросов двигателя в окружающую среду по нормативным требованиям ЕВРО 6. Проблема заключается в том, что в системах очистки отработанных газов (ОГ) двигателя с системой EGR в рециркулируемых газах, образующихся при сгорании ДТ с высоким процентом содержания серы, на теплообменнике интенсивно образуется H_2SO_4.

Практика эксплуатации грузовых автомобилей MAN [1] с двигателями, оснащенными EGR, обеспечивающими соответствие нормативам выбросов вредных веществ в окружающую среду ЕВРО 4, выявило снижение межремонтного ресурса до 120…200 тыс. км пробега. Износ деталей, образующих КС, показал наличие признаков коррозионного износа. В связи с этим известные производители были вынуждены в свое время остановить поставку новых грузовых автомобилей с двигателями с EGR, которые соответствовали требованиям ЕВРО 4 [1].

Необходимость заправки в Украине дизельным топливом европейского качества с каждым годом растет, но организация непрерывного мониторинга качества топлива у эксплуатационников вызывает сомнения. Возможности успешной эксплуатации автомобилей нового поколения с дизельными двигателями, обеспечивающими соответствие требованиям EURO 6, тем более вызывает у поставщиков и эксплуатационников сомнения. Это будет сдерживать развитие товарообмена с европейскими странами. Поэтому возникают проблемы адаптации конструкций автомобилей и продавцов дизтоплива к новым требованиям.

Анализ литературы. В работе [7] автор, анализируя условия работы двигателей D20 тягача TGX MAN с системой EGR, обеспечивающей уровень очистки выхлопных газов по EURO 4, приходит к мнению, что повышенное содержание в топливе серы, достигаемой 200 ppm и более (при рекомендуемых 10–15 ppm), приводит к снижению ресурса работы двигателя до 100–200 тыс. км. Это происходит, по утверждению автора, из-за разрушения поршневых колец, наличия сажи с маслом во впускном коллекторе и сопровождается повышенным расходом масла. Возникает это вследствие охлаждения выхлопных газов, содержащих оксиды серы, смешанные с парами воды. Образующаяся при этом серная кислота разрушающе действует на теплообменник и далее на детали двигателя, образующих КС. Кроме того, в исследованиях [3] автор пришел к выводу, что в самом цилиндре существуют условия для образования H_2SO_4 за счет серы, содержащейся в топливе на переходных режимах работы дизельного двигателя без системы EGR. Установлено, что при значительном набросе нагрузки на дизель за счет тепловой инерционности идет более чем двухсекундное отставание изменения температуры тепловоспринимающей поверхности цилиндров от процессов в КС. Это ведет к образованию очень тонкой пленки влаги на огневой поверхности гильзы в результате адсорбционной и капиллярной конденсации. В этом случае газовая корро-

зия переходит в более агрессивную – электрохимическую коррозию на огневой поверхности цилиндра. Высокая вероятность перехода газовой коррозии в электрохимическую в верхнем поясе зеркала цилиндра возникает и при малых нагрузках двигателя, близких к режиму холостого хода. Температура конденсации влаги для номинальных режимов дизеля (P_e = 0,796 МПа) составила 148ºС, для холостого хода – 105ºС [3].

Исследователи [8] также обратили внимание на последствия высокого содержания серы в топливе для дизельного двигателя. Лабораторные исследования показали, что при содержании в дизельном топливе серы 15 ppm, опытный образец малоуглеродистой стали, внедренный в зону подачи смешанного воздуха с выхлопными газами системы EGR, не подвергся значительной коррозии. С возрастанием содержания серы в дизельном топливе до 350 ppm результаты изменились в сторону увеличения скорости коррозии образца. Анализы, проведенные с помощью ионной хроматографии, выявили присутствие H_2SO_4, поступающей в камеру сгорания. По условиям эксперимента конденсация H_2SO_4 происходила при температурах 150ºС и воды при – 25–30ºС. Было также установлено возрастание скорости коррозии образца с увеличением уровня конденсата сульфата. Эксперименты показали, что два фактора наиболее влияют на скорость коррозии: уровень содержания серы в топливе и начало конденсации воды. Поэтому необходимо контролировать эти условия и не допускать конденсации воды. Низкий уровень концентрации нитратов и сульфатов в конденсате не создают условия для высокого уровня коррозии на образцах внутри конденсата.

Исследования [9] показывают, что при изучении кислотных воздействий выхлопных газов необходимо обращать внимание не только на бинарные соединения, но и на тройные соединения нитратов и сульфатов с конденсированной водой на элементах теплообменника. Выявлено, что азотной кислоты образуется на порядок больше, но воздействие на коррозию оказывает сильнее H_2SO_4. Объясняется это тем, что точка росы в исследованиях бинарной системы HNO_3/H_2O – 56ºС и H_2SO_4/H_2O – это 115ºС. Предполагается, что HNO_3 практически находится в газообразном состоянии и воздействие его слабее. Существует точка росы тройной смеси H_2O, H_2SO_4 и HNO_3, и она выше точки росы двоичной системы HNO_3/H_2O. Поэтому необходимо поддерживать температуру ОГ свыше 150ºС. В исследованиях [9] обращается внимание на то, что конверсия газа SO_3 в состояние H_2SO_4 уже происходит при температуре 400ºС и завершается при 170º–180ºС. При температуре 350ºС конверсии подвергается практически более 50% SO_3 в газообразную серную кислоту. Избыток воздуха составлял порядка 1–2%. Сдерживающим фактором увеличения процента конденсации H_2SO_4 является снижение содержания кислорода, иначе говоря, как ни парадоксально, необходимо увеличить рециркуляцию выхлопных газов, балансируя в состоянии минимального содержание кислорода в камере сгорания.

Исследования [10] выявили, что образование SO_2 и SO_3 в камере сгорания способствует увеличению скорости, количества и размеров формирующихся твердых частиц углерода. Изучение процессов формирования углеродных наночастиц в дизельных двигателях было проведено в исследованиях [11]. Был выявлен существенный факт, что концентрация ионов в выхлопных газах дизельного двигателя недостаточна и не влияет на процесс образования углеродных наночастиц, но зависит от присутствия нитратов и сульфатов. При увеличении концентрации этих ионов углеродных наночастиц в проведенных опытах образуется гораздо меньше. Необходимо обратить внимание на этот фактор и попытаться увеличить ионное содержание за счет ионизации рециркулируемых газов.

В работе [12] также исследовалась роль бинарной системы H_2SO_4/H_2O в образовании летучих наночастиц углерода в автомобильных выхлопных газах при условиях содержания серы в топливе в пропорциях: 330, 100 и 50 частей на миллион, ppm. Исследования показали значимость содержания серы в топливе на процесс образования летучих наночастиц углерода во всех случаях по возрастающей. Только в топливе с ультранизким содержанием серы не наблюдалось его влияния на образование летучих наночастиц углерода.

В ранних исследованиях [13] дизельного двигателя с системой очистки выбросов по нормам EVRO 6 грузового тягача теоретически и лабораторно было выявлено, что на размеры и количество образуемых твердых частиц (PM) влияет содержание серы в топливе даже в концентрации 10–50 ppm. Увеличение влажности выхлопных газов с 10% до 90% привело к шестикратному увеличению количества твердых частиц в выхлопных газах. Анализируя принципы подачи рециркулируемых газов в дизеле, в работе [14] выявили необходимость снижения его давления. Высокое давление и низкая температура рециркулируемых газов способствует конденсации газов. Анализы выхлопных газов на хроматографе выявили нитраты и значительное содержание сульфатов. В случае отсутствия

гарантий качества ДТ по содержанию серы желательно давление рециркулируемых газов поддерживать на низком уровне.

Авторы [15] обратили внимание на процесс смешивания выхлопных газов с воздухом и тенденции образования наночастиц в присутствии воды и серной кислоты. Моделирование изучаемого процесса выявило нежелательность резкого смешивания потоков воздуха с выхлопными газами, стимулирующего процесс образования наночастиц углерода. Высокое содержание серы в топливе способствовало процессу образования наночастиц. Температура рециркулируемых газов, возвращаемых в КС, имеет существенное значение для снижения образования компонента NO_x.

Результаты исследований [16] показывают, что холодные газы EGR гораздо эффективнее, чем горячие, для снижения выбросов NO_x. На этом основании можно сделать вывод: температуру выхлопных газов в системе EGR желательно при охлаждении в теплообменнике системы поддерживать низкой, но выше уровня конденсации серной кислоты и тем более воды. Это не простой процесс, так как связан с присутствием других компонентов происходящей термохимической реакции и изменчивостью нагрузки на двигатель.

Управлять и влиять на процессы, происходящие в КС двигателя для стабильного снижения влияния содержания серы в топливе, как показывают исследования [17], достаточно сложно как на теоретическом, так и практическом уровнях, сложно также учитывать наличие множества факторов, влияющих на происходящие термохимические реакции. Количественное увеличение поступления выхлопных газов в камеру сгорания через систему EGR ведет в определенных пределах к снижению уровня образования NO_x, но, как показывают исследования [18], при этом изменяется соотношения компонентов NO_x, HC и CO и увеличиваются количественно содержания HC и CO в выбросах в окружающую среду. Обобщенные данные анализа литературы в исследованиях [18] показывают (табл. 1) тенденцию образования и конденсацию H_2SO_4 в зависимости от снижения температуры по пути следования выхлопных газов в систему EGR.

Таблица 1.

Процесс образования H_2SO_4 и бинарной системы H_2SO_4/H_2O.

Температура, °C	Происходящая реакция	Место прохождения
~2000	$S_{(г)} + O_{2\,(г)} \rightarrow SO_{2\,(г)}$	Камера сгорания
~700	$SO_{2\,(г)} + ½\,O_{2\,(г)} \rightarrow SO_{3\,(г)}$; $SO_{3\,(г)} + H_2O_{\,(г)} \rightarrow H_2SO_{4\,(г)}$	Выпускной коллектор
~150	$H_2SO_{4\,(г)} \rightarrow H_2SO_{4\,(ж)}$	Теплообменник EGR
~40–60	$H_2O_{\,(г)} \rightarrow H_2O_{\,(ж)}$	

Проведенный анализ литературы показал, что использование ДТ с высоким содержанием серы в дизельных двигателях, оснащенных системой EGR, вызывает повышенный износ двигателя, образование нагара на выхлопных клапанах [19], уменьшает эффективность катализаторов, работоспособность датчиков системы очистки отработанных газов, формирует скорость возникновения вредных наночастиц углерода, отводящихся затем в окружающую среду. Необходимо отметить, что в изученной литературе, охватывающей и последний период времени [18], не раскрываются корреляции скорости коррозии с влажностью, а также с параметрами системы EGR.

Целью работы является изыскание технических возможностей определения высокого уровня содержания серы в дизельном топливе, поступающем в двигатель, и адаптации систем очистки выхлопных газов к условиям, препятствующим образованию конденсата H_2SO_4 в EGR.

Изложение основного материала. Обратимся к происходящим термохимическим процессам в системе EGR и рассмотрим возможные способы препятствования процессам коррозионного износа деталей двигателя кислотным воздействием.

Одним из возможных путей препятствования процессу кислотной коррозии при эксплуатации двигателя на топливах с высоким содержанием серы – это создание в системе EGR условий, препятствующих конденсации H_2SO_4 в первую очередь на поверхности теплообменника, а также при смешивании рециркулируемых газов с охлажденным воздухом, нагнетаемым в КС. При этом желательно снизить давление рециркулируемых газов, что в свою очередь способствует снижению температуры точки росы конденсации H_2SO_4.

Технически решение осуществляется путем подачи рециркулируемых газов в область сниженного давления потока воздуха, нагнетаемого в камеру сгорания, и желательно проводить смешивание потоков с минимальной турбулентностью для минимизации процесса конденсации. Температуру рециркулируемых газов необходимо поддерживать при этом не ниже 150ºC, не допуская конденсации паров воды в теплообменнике. Контактный материал теплообменника

и его конструкция должны функционально иметь возможность поддерживать необходимую температуру.

Учитывая, что режимы запуска и остановки двигателя благоприятны для конденсации H_2SO_4, конструкция должна обладать защитой от кислотной коррозии и накопителем-изолятором конденсатов. Кроме того, теплообменник должен обладать конструктивной возможностью управления температурой поверхности для препятствования процессу конденсации. Эта задача достаточно непростая. Необходимо отметить, что эти меры направлены на защиту камеры сгорания от коррозионного износа, но в целом содержащаяся сера в топливе окажет свое агрессивное воздействие на различные датчики и дорогие материалы катализаторов по пути следования [18]. Также необходимо помнить, что повышение температуры рециркуляционных газов ведет к повышению тепловой нагрузки двигателя, что не всегда приемлемо для форсированных двигателей.

Как отмечалось выше, качество топлива имеет тенденцию к улучшению, но вероятность заправки топливом с повышенным содержанием серы остается высокой. Поэтому существует необходимость и потребность в адаптированной системе EGR к изменчивым условиям эксплуатации. Очень важно в режиме эксплуатации получать объективную информацию о качестве поступающего топлива в двигатель. Для этого необходимо ввести в двигатель (1) специальный датчик (4), определяющий наличие конденсатов газа H_2SO_4 в теплообменнике (2) системы EGR (рис. 1). По показаниям датчика можно будет определять уровень содержания серы в топливе. Показания датчика необходимо дублировать визуально для предупреждения водителя и принятия им решений.

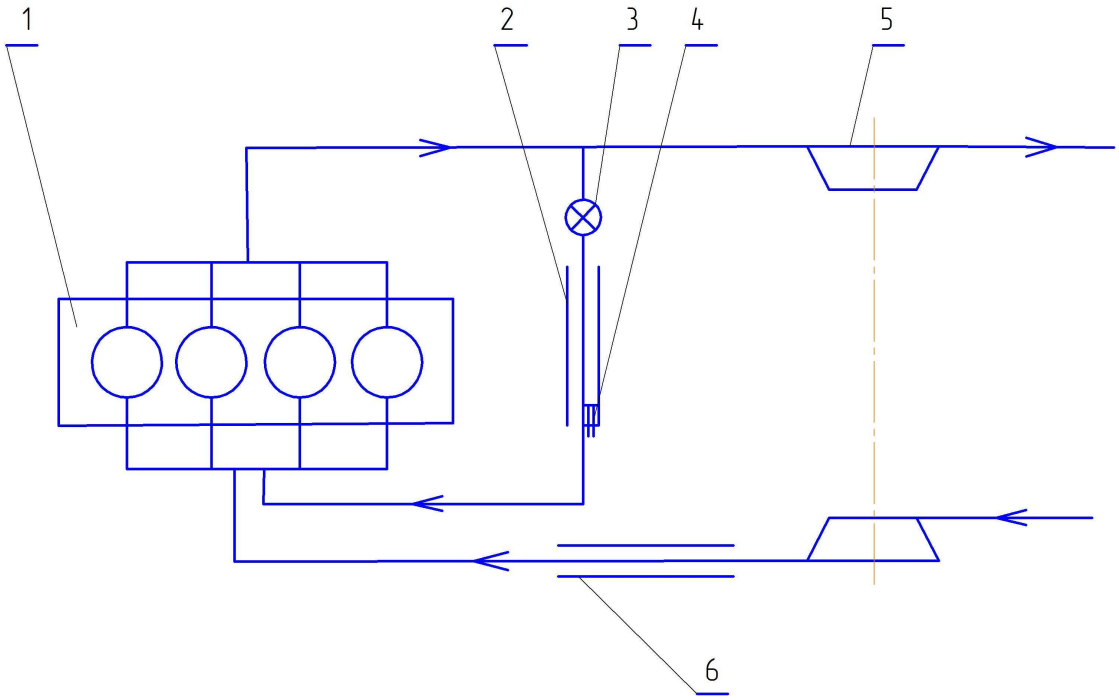


Рис. 1. Схема установки датчика определения наличия H_2SO_4 в EGR:
1 – двигатель; 2 – теплообенник системы EGR; 3 – клапан управления перепуска отработанных газов; 4 – датчик для определения наличия конденсата H_2SO_4; 5 – турбокомпрессор; 6 – теплообменник турбокомпрессора.

В качестве датчика (4) предлагается использовать пару электродов из меди и цинка в микронакопителе конденсата H_2SO_4, обрамленного защитой от отложений и нагара. Создаваемая разность потенциалов электродов порядка один вольт характерна для показателей конденсата H_2SO_4. При сокращении конденсации H_2SO_4 разность потенциала датчика уменьшится за счет преобладания доли азотной кислоты HNO_3. Как показали экспериментальные исследования [8], наибольшая вероятность накопления конденсата на поверхности волнообразного теплообменника в зонах завихрений, где, вероятно, интенсивнее происходит каплеобразование за счет гидродинамических особенностей внутреннего и внешнего потоков, ускоряющих теплообменные процессы. Достаточно объективно можно определять изменения содержания серы в топливе виртуально – по тенденции снижения температуры в камере сгорания. Так как H_2SO_4

является ингибитором процесса горения, периодичность очистки фильтра DPF увеличивается, а температура отработанных газов уменьшается на всех режимах работы. Изменения происходят и в повышении интенсивности включения в режим температурной очистки катализатора LNT путем повышения интенсивности переключений двигателя в режим нагрузки.

Представленная на рис. 1 упрощенная схема системы EGR рассчитана стабилизировать температуру и учитывать уровень концентрации конденсированных кислотных паров и температуру отработанных газов с коррекцией данных для холодного запуска двигателя, когда конденсация H_2SO_4 наиболее активна. Особое внимание должно быть уделено конструкции и материалу теплообменника. Исследования [20] показывают, что от параметров и конфигурации теплообменника значительно зависят эффективность и стабильность его работы, появление различных образований на его поверхности, что очень важно для снижения интенсивности формирования на его поверхности и отводящих трубопроводов конденсата H_2SO_4 в капельной форме. Сложности адаптации двигателя к дизельному топливу с высоким содержанием серы прибавляют и инновации в системе EGR. С 2008 года для внутреннего рынка США стали ограниченно производить автомобиль VW Passat 2.0L TDI с комбинированной системой высокого и низкого давления (HPL/LPL) EGR на двигателе HDD [21] с целью достижения очень низких выбросов NO_x и устранения необходимости в целом таких систем восстановления, как SCR и LNT.

Осуществление управления потоками рециркулируемых газов по маршрутам высокого (HPL-EGR) и низкого (LPL-EGR) давления, имеющих разные температуры нагрева, позволяет также предотвращать кратковременные падения давления в системе воздухоподачи и EGR путем смешивания воздуха и отработанных газов [22; 23], а при необходимости вводится и гибридный маршрут [24]. Маршрут LPL-EGR отводится на теплообменник после сажевого фильтра (DPF) (рис. 2) и отличается сравнительно низкими температурами, исключая моменты включения режимов температурной очистки.

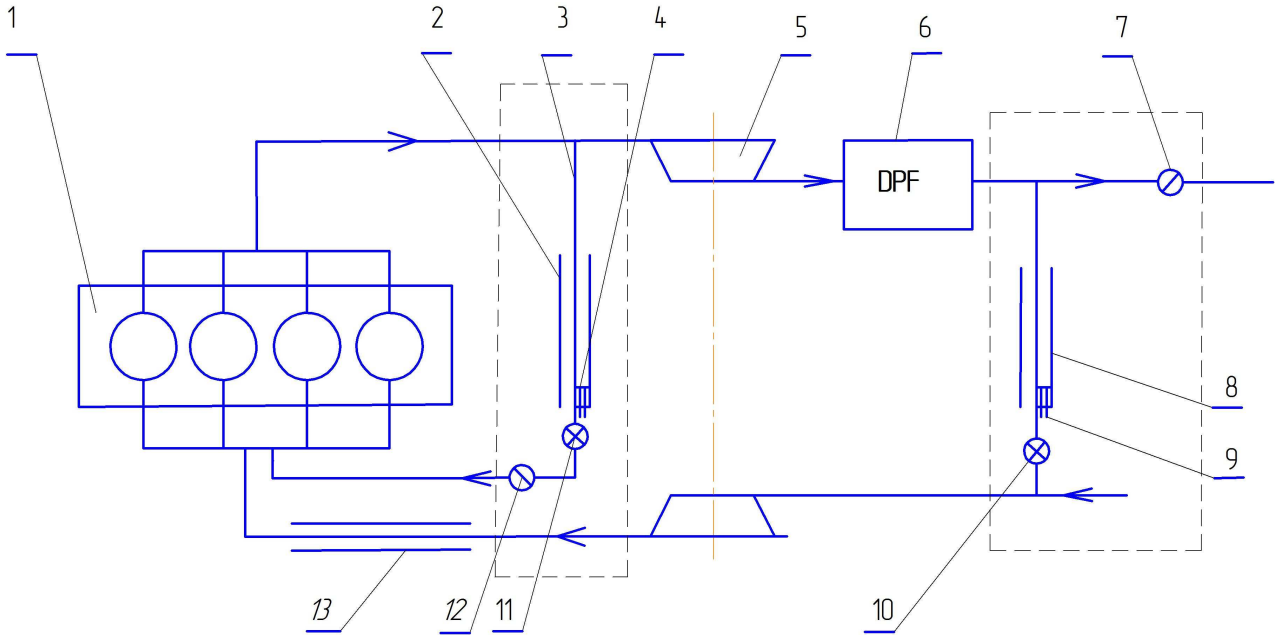


Рис. 2. Схема осуществления коррекции управления потоками отработанных газов двигателя по маршрутам HPL-EGR и LPL-EGR от данных датчиков кислотности:
6 – сажевый фильтр DPF; 7 – заслонка; 8 – теплообменник LPL-EGR; 9 – датчик кислотности;
10, 11 – клапаны регулирования давления отработанных газов; 12 – заслонка управления;
13 – теплообменник турбокомпрессора.

Маршрут LPL-EGR занимает больший путь и значительно может увеличить вероятность конденсации паров H_2SO_4 даже с учетом того, что пониженное давление способствует поддержанию H_2SO_4 в газообразном состоянии. Наличие встроенного датчика (9) определения кислотности позволит подать команду на блокирование маршрута в соответствии с введенным протоколом коррекции для системы управления двигателем [25]. Теоретически существует возможность использования для этого датчика давления в камере сгорания. Являясь ингибитором, H_2SO_4 снижает температуру горения в КС, что может послужить косвенной информацией для управления при оценке тепловыделения систем с высоким уровнем рециркуляции отработанных

газов [26]. Маршрут LPL-EGR с большой вероятностью можно адаптировать к использованию топлива с повышенным содержанием серы в случае, когда отработанные газы поступают в окружающую среду только через фильтр DPF. Выхлопные газы, содержащие H_2SO_4, проходя по маршруту LPL-EGR (рис. 2), очищаются на сажевом фильтре (6) от микроскопических частиц диаметром приблизительно 0,05 мкм. Ядро частицы состоит [27] из чистого углерода, а на нем адсорбируются различные углеводородные соединения, оксиды металлов и сера. Источник [28] указывает, что молекулы SO_3 по величине соизмеримы с наночастицами углерода, растворенными в парах воды, присутствующих в отработанных газах. Частицы SO_3, растворенные в парах воды, соединяются с крупными на порядок и более частицами углерода. Аналогично происходит соединение соразмерных частиц углерода с водой. Вот такая модель химического агломерата в условиях высокой температуры задерживается на фильтре DPF.

Приведенные данные показывают возможность использования маршрута отработанных газов LPL-EGR с фильтром DPF как путь в «ловушку» для серы и его газообразных соединений, конденсатов (H_2SO_3, H_2SO_4). Накопленная, насыщенная сажа функционально циклично удаляется термическим способом, но при этом управляющий клапан 10 (рис. 2) должен направить поток газов на выпуск. Система EGR в этот период очистки должна функционировать по маршруту HPL-EGR. Предлагаемая адаптированная схема работы может предохранять двигатель в течение кратковременного периода работы. Она не рассчитана на постоянный режим эксплуатации, так как в системе не предусмотрено использование катализаторов, и в окружающую среду попадут непереработанные оксиды, а вся система очистки выйдет из расчетных режимов функционирования. В случаях, когда фильтр DPF располагается после блока ловушки LNT, катализатор DOC маршрута рециркуляции LPL-EGR соединяется с линией всасывания после прохождения теплообменника, как показано на рис. 3.

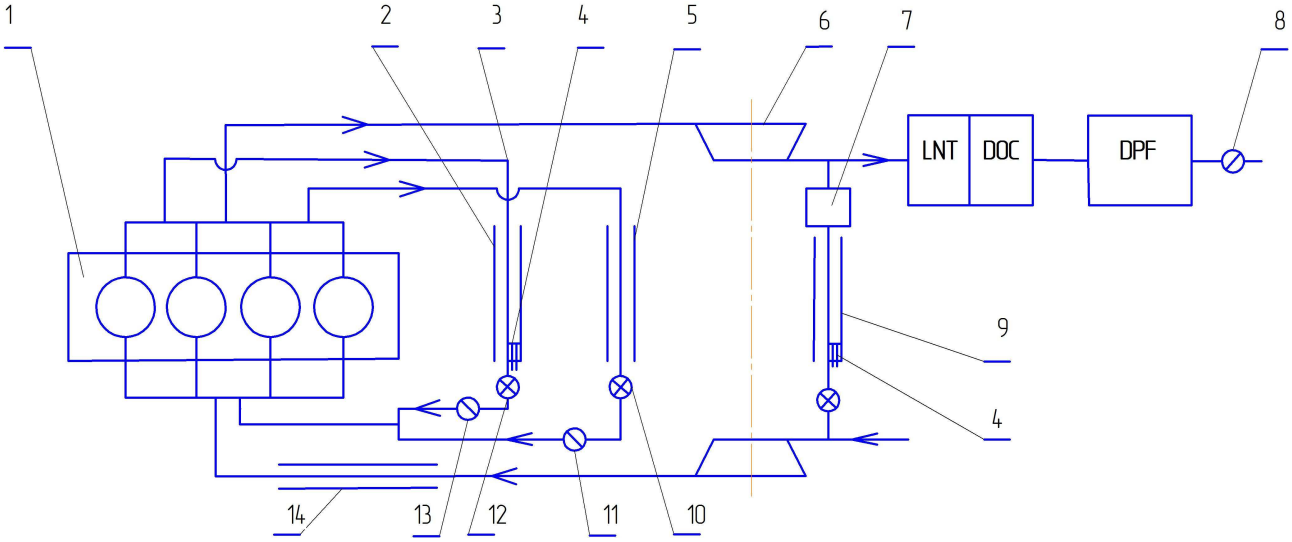


Рис. 3. Схема осуществления коррекции управления потоками отработанных газов двигателя по маршрутам HPL-EGR и LPL-EGR от данных датчиков кислотности перспективных систем: 5 – теплообменник второго контура HPL-EGR; 7 – сменный фильтр; 8 – заслонка; 9 – теплообменник LPL-EGR; 10, 12 – клапаны регулирования давления отработанных газов; 11, 13 – заслонки управления; 14 – теплообменник турбокомпрессора.

При такой схеме существует значительная вероятность образования конденсата H_2SO_4 в случае превышения нормативного содержания серы в топливе со всеми вытекающими последствиями.

Существуют известные способы центробежной очистки от кислотного конденсата газового потока в циклоне, но отсюда вытекают значительные сложности конструктивного исполнения и последующей утилизации. Предлагаемый алгоритм функционирования адаптированной системы HPL/LPL EGR с фильтром DPF-«ловушкой» имеет возможность значительно уменьшить вредоносное влияние серы и не потерять потенциал возможностей [27] поддерживать уровень NO_x до нормативных требований EURO 6. Переход на предлагаемый режим функционирования системы EGR с визуальной сигнализацией отклонения от нормативного содержания серы рассматривается как внештатный или критический режим работы двигателя для срочного принятия мер по устранению критической ситуации.

Как мы убедились, существующих схем

применения EGR на практике много. В этом направлении усиленно продолжаются работы [29] по совершенствованию. Разработчики намерены довести уровень снижения NO_x в отработанных газах до 0,2 г/кВт час в переходных режимах работы двигателя с расчетом на топливо с ультранизким содержанием серы (5–7 ppm). Одновременно это вызывает значительные сложности в адаптации к топливу с повышенным содержанием серы.

Существует возможность защитить КС некоторых конструкций дизельных двигателей от кислотного воздействия катодным методом. Для этого необходим анодный материал более активный, чем материалы деталей КС с достаточной площадью и сам открытый катод. В КС современного дизеля свободная площадь для этого практически отсутствует. Остается незначительный выбор – использование свечи нагрева для холодного запуска двигателя. На части открытой поверхности свечи в КС можно напылением нанести слой активного металла на открытом элементе накаливания для применения дополнительно в качестве катода. Существование элемента накаливания с омическим сопротивлением позволяет получить разность потенциала порядка один вольт при малых величинах силы тока, что достаточно для условий формирования процесса катодной защиты.

Сложности и противоречия в предложении по использованию современных конструкций свечей накаливания заключаются в закрытости стержня нагрева оболочкой и в порошковом наполнителе – двуокиси магния. Кроме того, свеча может совмещать также функцию датчика давления, что еще усложняет задачу. Новое поколение керамических свечей накаливания BOSCH Duraterm-Ceramix и Rapiterm [30] также вносит свои особенные трудности в возможность доработки и придания им дополнительных функций. Но не будем забывать цену вопроса – стоимость простоя автомобиля и затраты на ремонт двигателя. Поэтому доработка свечей накаливания до уровня совмещения основных функций и дополнительной – катодной – вполне реалистичен.

Выводы.

1. Предложенные схемы адаптации современных дизельных двигателей к условиям эксплуатации, не гарантирующих нормативный уровень содержания серы в топливе, показывают достаточную трудность осуществления технических решений при значительном разнообразии схем совместного использования EGR и систем очистки отработанных газов. Поэтому перед выбором парка автомобилей для осуществления профессиональной деятельности по территориям ЕС и Украины необходимо обратить особое внимание на используемые технологии очистки отработанных газов двигателя на возможность адаптации к топливам с повышенным содержанием серы.

2. Учитывая тенденцию к повышению качества реализуемого топлива, необходимо усилить эту тенденцию в локальном направлении вводом транспортных коридоров для обеспечения реализации качественного топлива при согласованной поддержке ассоциацией международных перевозчиков Украины и ассоциацией объединенных операторов рынка нефтепродуктов Украины.

3. Для объективной оценки содержания серы в дизельном топливе системе рециркуляции выхлопных газов необходим датчик, реагирующий на наличие серной кислоты с визуальным выводом данных водителю и с возможной фиксацией протоколов нарушения качества топлива после заправки в GPS навигации.

4. Наибольшие возможности адаптации к высокому содержанию серы в топливе у двигателей, использующих комбинированную систему очистки отработанных газов HPL/LPL EGR с фильтром DPF.

5. Достаточно значительные технические трудности применения катодного метода показывают степень сложности его осуществления, но данный метод применим для многих вариантов исполнения систем очистки, использующих систему рециркуляции отработанных газов.

6. Необходимо в дальнейшем экспериментально опробовать технические предложения по снижению влияния повышенного содержания серы в топливе.

Определения, акронимы, сокращения:

SO_2, SO_3 – оксиды серы;
NO_x – оксиды азота;
EGR (Exhaust Gas Recirculation) – система рециркуляции выхлопных газов;
DPF (Diesel Particulate Filter) – сажевый фильтр;
HPL-EGR (High Pressure loop EGR) – система рециркуляции выхлопных газов высокого давления;
LPL-EGR (Low Pressure loop EGR) – система рециркуляции выхлопных газов низкого давления;
SCR (Selective Catalytic Reduction) – система селективной каталитической нейтрализации;
AdBlue – раствор мочевины высшей степени очистки (32,5%) в деминерализованной воде;
LNT (Lean NO_x Trap) – «ловушка» NO_x;
DOC (Diesel Oxidation Catalyst) – дизельный ка-

тализатор окисления;

LEZ – (Low Emission Zones) – зона пониженных выбросов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Протасов Н. Автомобильные системы нейтрализации отработавших газов [Электронный ресурс] / Н. Протасов. – Режим доступа : http://www.os1.ru/article/technology/2012_10_A_2012_10_17-14_35_25/.
2. Magdi K. K. Hannu jääskeläinen exhaust gas recirculation [Электронный ресурс] / K. K. Magdi. – Режим доступа : http://www.dieselnet.com/tech/egine_egr.php.
3. Абдулгазис У. А. Проблемы и пути конструктивной адаптации автотракторных дизелей к природно-агресивным условиям аридного климата : дис. … докт. техн. наук / У. А. Абдулгазис. – Харьков, 1994. – С. 110–122.
4. Тест дизельного топлива в Украине [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://auto.bigmir.net/practice/rules/1505615-Test-dizel-nogo-topliva-v-Ukraine.
5. Зимнему дизелю устроили экзамен [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://benzina.com.ua/news/193/.
6. Половина АЗС в Киеве торгуют некачественным топливом [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://autonews.autoua.net/novosti/polovina-azs-torguyut-nekachestvennym-toplivom.html.
7. Лапшин Ф. MAN не нам [Электронный ресурс] / Ф. Лапшин. – Режим доступа : http://trucks.autoreview.ru/_archive/section/detail.php?ELEMENT_ID=126169.
8. Kass Michael D Assessment of corrosivity associated with exhaust gas recirculation in a heavy-duty diesel engine [Электронный ресурс] / [Michael D. Kass, John F. Thomas, Dane Wilson, Samuel A.]. – Режим доступа : http://www.ornl.gov/~webworks/cppr/y2001/rpt/121998.pdf.
9. Perujo Maria Pla. Condensation of Water Vapor and Acid Mixtures from Exhaust Gases [Электронный ресурс] / Maria Pla Perujo. – Режим доступа : http://opus.kobv.de/tuberlin/volltexte/2005/794/pdf/plaperujo_maria.pdf.
10. Vouitsis E. Theoretical investigation of the nucleation mode formation downstream of diesel after-treatment devices engine [Электронный ресурс] / E. Vouitsis, L. Ntziachristos, Z. Samaras. – Режим доступа : http://www.ieecas.cn/qrjweb/qrjxh/AAQR/Print%20(volume%208,%20number%201)/4_AAQR-07-03-OA-0016_37-53.pdf.
11. Hongbin M. Investigation of diesel nanoparticle nucleation mechanisms [Электронный ресурс] / M. Hongbin, J. Heejung, D. B. Kittelson. – Режим доступа : http://www.engr.ucr.edu/~heejung/publications/Ma.pdf.
12. Hua Du. Role of the binary H_2SO_4 – H_2O homogeneous nucleation in the formation of volatile nanoparticles in the vehicular exhaust [Электронный ресурс] / Du Hua, Yu Fangqun. – Режим доступа : http://www.albany.edu/~yfq/papers/HuaDuAE06.pdf.
13. Kim D. Nucleation and coagulation of particulate matter inside a turbulent exhaust plume of a diesel vehicle [Электронный ресурс] / D. Kim. – Режим доступа : http://wvuscholar.wvu.edu:8881//exlibris/dtl/d3_1/apache_media/L2V4bGlicmlzL2R0bC9kM18xL2FwYWNoZV9tZWRpYS82MTQy.pdf.
14. Fuel Quality Is Crucial [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.iav.com/sites/default/files/110518_diesel2020_eng_combustion_process.pdf110518_diesel2020_eng_combustion_
Lemmettya M. Computation of maximum rate process
of water-sulphuric acid nucleation in diesel exhaust. [Электронный ресурс] / [M. Lemmettya, L. Pirjolab, J. M. Makelaa and oth.] – Режим доступа : http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0021850206000711.
16. Senthilkumar R. Experimental investigation of performance and emission characteristics by different Exhaust gas recirculation methods used in diesel engine [Электронный ресурс] / R. Senthilkumar, K. Ramadoss. – Режим доступа : https://globaljournals.org/GJRE_Volume13/3-Experimental-Investigation-of.pdf.
17. Варнатц Ю. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ / Ю. Варнатц, У. Маас, Р. Диббл ; [пер. с англ. Г. Л. Агафонова] ; [под ред. П. А. Власова]. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2006. – 352 с.
18. Olofsson A. Investigation of materials for use in exhaust gas condensate. Environment with focus on EGR Systems [Электронный ресурс] / A. Olofsson. – Режим доступа : http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:UBnPuKwVrH8J:umu.divaportal.org/smash/get/diva2:550799/FULLTEXT01+Investigation+of+Materials+for+Use+in+Exhaust+Gas+Condensate&cd=1&hl=ru&ct=clnk&gl=ua.
19. Kittelson D. B. REVIEW of diesel particulate matter sampling methods. Final report [Электронный ресурс] / D. B. Kittelson, M. Arnold, W. F. Watts. – Режим доступа : http://www.me.umn.edu/centers/cdr/reports/EPAreport3.pdf.
20. Lance M. J. Microstructural Evolution of EGR cooler deposits [Электронный ресурс] / M. J. Lance, C. S. Sluder, J. M. E. Storey. – Режим доступа : http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/deer_2009/session4/deer09_lance.pdf.
21. Banks A. Boosting technology for Euro VI and Tier 4 final heavy duty diesel engines without NO_x aftertreatment [Электронный ресурс] / A. Banks, M. Niven. – Режим доступа : http://www.imeche.org/Libraries/Turbocharging_Papers/4_Boosting_technology_for_eu-
ro_VI_and_tier_4_final_heavy_duty_diesel_engines_without_NOx_aftertreatment.sflb.ashx.
22. Matthews A. Simulation and analysis of HP/LP EGR for heavy-duty applications (P-11). Advanced controls development [Электронный ресурс] / A. Matthews, I. Friedrich, M. Traver. – Режим доступа : http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/deer_2009/poster1/deer09_matthews.pdf.
23. Shutty J. Control strategy for a dual loop EGR system to meet euro 6 and beyond [Электронный ресурс] / J. Shutty, R. Czarnowski. – Режим доступа : http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/

deer_2009/session1/deer09_czarnowski.pdf.
24. Vítek O. Porovnání různých způsobů EGR pro vozidlový přeplňovaný vznětový motor [Электронный ресурс] / O. Vítek, M. Polášek, J. Macek. – Режим доступа : http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/ documents/12241-BOZEK/publikace/2006/2006_ 125_04.pdf.
25. Сосонкин Д. А. Новейшие автомобильные электронные системы : учеб. пособ. для специалистов по ремонту автомобилей, студентов и преподавателей вузов и колледжей / Д. А. Сосонкин, В. Ф. Яковлев. – М. : СОЛОН-Пресс, 2005. – 240 с.
26. Cylinder pressure-based control in heavy-duty EGR diesel engines using a virtual heat release and emission sensor [Электронный ресурс] / [F. Willems, E. Doosje, F. Engels, X. Seykens.]. – Режим доступа : www.mate.tue.nl/mate/pdfs/11337.pdf.
27. SSP 230 – Выброс вредных веществ с отработавшими газами автомобильных двигателей [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.audi-docs.ru/document/ssp-230-vybros-vrednyh-veshchestv-s-otrabotavshimi-gazami-avtomobilnyh-dvigateley.
28. Linkage Between Fuels, vehicles and emissions – the role of sulfur [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.walshcarlines.com/pdf/Linkage%20 Between%20Fuels%20Sulfur%20and%20Emissions.pdf.
29. Aoyagi Y. Reduction of diesel emission by using high pressure loop EGR and low pressure loop EGR [Электронный ресурс] / Y. Aoyagi, M. Kobayashi. – Режим доступа : http://www.birmingham.ac.uk/ Documents/collegeeps/mechanical/tcde/Aoyagi.pdf.
30. Свечи накаливания BOSCH [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.av.by/article/ index.php?event=View&articles_id=140.

УДК 629.017

Глущенко В. В.

АНАЛИЗ ДТП, ВЫЗВАННЫХ ОПРОКИДЫВАНИЕМ АВТОМОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, И ТРЕБОВАНИЙ К УСТОЙЧИВОСТИ ПОЛОЖЕНИЯ АВТОЦИСТЕРН

Виконано аналіз дорожньо-транспортних пригод, спричинених перекиданням автомобільних транспортних засобів. Проаналізовано вимоги до стійкості положення, а також методика розрахунку поперечної стійкості автоцистерн.

Ключові слова: *автоцистерна, стійкість положення, стендові та дорожні випробування.*

Выполнен анализ дорожно-транспортных происшествий, вызванных опрокидыванием автомобильных транспортных средств. Проанализированы требования к устойчивости положения, а также методика расчета поперечной устойчивости автоцистерн.

Ключевые слова: *автоцистерна, устойчивость положения, стендовые и дорожные испытания.*

The analysis of accidents caused by motor vehicle rollover is conducted. The requirements for the stability of the position, as well as tank vehicles lateral stability calculating method are analysed.

Key words: *tank vehicle, stable position, bench and road test.*

Постановка проблемы. Неотъемлемой составляющей безопасности автомобиля в целом является способность сохранять устойчивость и управляемость движения, предотвращая такие явления, как отклонение от заданного водителем курса, боковое скольжение автомобиля или его опрокидывание.

Стремлением к снижению опасности криволинейного движения обусловлено появление и развитие сложных электронных систем стабилизации траектории ESP (Electronic Stability Programm), систем активного управления автомобилем AFS (Active Front Steering), позволяющих корректировать управляющие действия водителя [1].

Наиболее остро вопросы повышения устойчивости ставятся для грузовых автомобилей, автобусов и особенно автоцистерн, имеющих высокое расположение центра масс, следовательно, более подверженных негативному действию возмущающих факторов.

Анализ литературы. Неустойчивость колесных машин является одной из наиболее распространенных причин аварий на дорогах [2–4]. Устойчивость положения колесных машин (или устойчивость против опрокидывания) является одной из составляющих комплексного эксплуатационного свойства автомобилей и тракторов – устойчивости. Вопросу повышения устойчивости против опрокидывания посвящены работы отечественных и зарубежных ученых [2; 5–9]. Вопросы повышения безопасности дорожного движения рассматриваются в работах [5–7; 9–11]. Понятие устойчивости применительно к автомобилям до настоящего времени не получило четкого общепринятого определения, и в трактовке различных авторов формулируется поразному.

Устойчивость положения машины может рассматриваться относительно двух осей на опорной плоскости – продольной и поперечной. Устойчивость относительно поперечной оси называют продольной устойчивостью, поскольку опрокидывание может происходить в продольной плоскости. Устойчивость относительно продольной оси называют поперечной устойчивостью, поскольку возможное опрокидывание происходит в поперечной плоскости. Различают статическую и динамическую устойчивости машин [2]. Под статической устойчивостью понимают устойчивость в статическом состоянии (т. е. при отсутствии возмущенного движения), а под динамической устойчивостью – устойчивость в процессе движения и появления возмущенного движения. Резкое увеличение количества ДТП, в частности, вызванных опрокидыванием, связано с несовершенной технической политикой на автомобильном транспорте, которая не обеспечивает безопасность, эксплуатационную надежность и качество автомобильной техники [11]. Таким образом, представляет интерес анализ ДТП, вызванных опрокидыванием автомобильных транспортных средств.

Целью исследования является анализ дорожно-транспортных происшествий, вызванных опрокидыванием транспортных средств, а также требований к устойчивости положения автоцистерн.

Изложение основного материала. По данным ФБУ «Росавтотранс», за первый квартал 2012 г. при перевозке опасных грузов [10] произошло 219 ДТП (рис. 1).

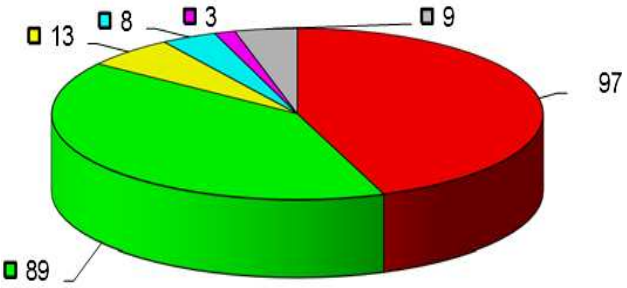


Рис. 1. Статистика ДТП при перевозке опасных грузов [10].

Происшествия при перевозках опасных грузов по видам распределяются следующим образом: опрокидывание транспортного средства – 97 (из них 96 – опрокидывание цистерны); столкновение транспортных средств – 89; наезд на стоящее транспортное средство – 13; наезд на пешехода – 8; наезд на препятствие – 3; иные – 9. Кнут Эстмоэ в работе [7] указывает, что устойчивость против опрокидывания автоцистерн зависит, прежде всего, от формы цистерны, степени заполнения, силы удара при всплеске жидкости в цистерне и интенсивности работы рулем. При 100-процентном заполнении существует лишь небольшая разница в пределе опрокидывания между цистернами с круглой, эллипсоидной и сверхэллипсоидной формой. В данном исследовании боковой устойчивости на экспериментальных цистернах эллипсоидная форма цистерны с тремя переборками против ударов от всплесков жидкости оказалась наиболее устойчивой против опрокидывания даже при изменении частоты работы рулем. Это положение действительно также при 50-процентном и 75-процентном заполнениях цистерны. При наличии вертикальных поперечных переборок резонанс движения жидкости смещается в сторону более высоких частот, хотя вполне вероятно, что в реальном дорожном движении это происходит гораздо реже. При большем количестве переборок достигается более высокая частота резонанса [7].

При изучении риска опрокидывания некоторых моделей автомобилей в работе [7] сделан вывод о существовании тесной зависимости между риском опрокидывания и соотношением ширины колеи и центра тяжести. Широкие и низкие автомобили имеют низкий риск опрокидывания, а узкие и высокие автомобили – высокий риск. На точную форму этой зависимости влияет ряд особенностей, в частности, система подвески, расстояние между осями (длина автомобиля), масса и соотношение веса пассажиров к весу автомобиля. Зависимость весьма устойчива и дает основание для разработки требований для устойчивости транспортных средств. Имеется тесная зависимость также между расстоянием между осями и риском опрокидывания. Критерий устойчивости, который нередко применяется – соотношение между половиной ширины колеи машины и высотой центра тяжести от земли. Анализ регрессии показывает, что существует прямая зависимость между этим соотношением и ДТП с опрокидыванием автомобиля. Значение соотношения, равное 1, дает наиболее высокое число ДТП, но количество ДТП приближается к нулю, когда соотношение приближается к 1,5–1,6. Все названные выше исследования были сделаны в США, можно предположить, что аналогичная зависимость существует и для европейских и американских автомобилей [7].

В табл. 1 приводится общий обзор ДТП с пострадавшими в связи с перевозкой опасных веществ (огнеопасных веществ и штучных товаров) в период 1990–1994 гг. (по данным Норвежской организации DBE) [7]. В частности, в 1994 году было зарегистрировано 48 ДТП. Из них 32 произошло во время перевозки груза. В

четырех ДТП были пострадавшие: в них погиб 1 человек и травмировалось 3. Наиболее частым типом ДТП является съезд с дороги в кювет, часто сопровождаемый опрокидыванием транспортного средства и разливом огнеопасной жидкости. Среди этой группы было множество ДТП, причинами которых указывались «трудные дорожно-климатические условия». Большинство этих ДТП, вероятно, наступает на скользкой дороге.

Таблица 1.

Количество ДТП с числом пострадавших в Норвегии в связи с транспортировкой опасных веществ в период 1990–1994 гг.

Год	1990	1991	1992	1993	1994
ДТП всего транспорта	42	25	32	30	48
- с участием автоцистерн	39	20	27	25	40
- с участием грузовиков по перевозке штучных товаров	3	5	5	5	8
В составе транспортного потока					
- ДТП во время вождения	27	13	24	21	32
- ДТП в терминале и подобные	15	12	8	9	16
Последствия ДТП					
- лишь материальный ущерб	11	11	18	18	28
- ДТП с пострадавшими	16	1	6	3	4
- ДТП с погибшими	0	1	1	1	1
- общее количество пострадавших	16	1	5	2	3
Тип ДТП					
- съезд с дороги	22	9	19	11	24
- столкновение	5	4	5	10	8

Последствия ДТП при перевозке огнеопасных грузов на дорогах Норвегии, как правило, хорошо известны. На рис. 2 показана вероятность различных последствий ДТП при движении, основанная на подсчете зарегистрированных ДТП в период 1990–1995 гг. [7].

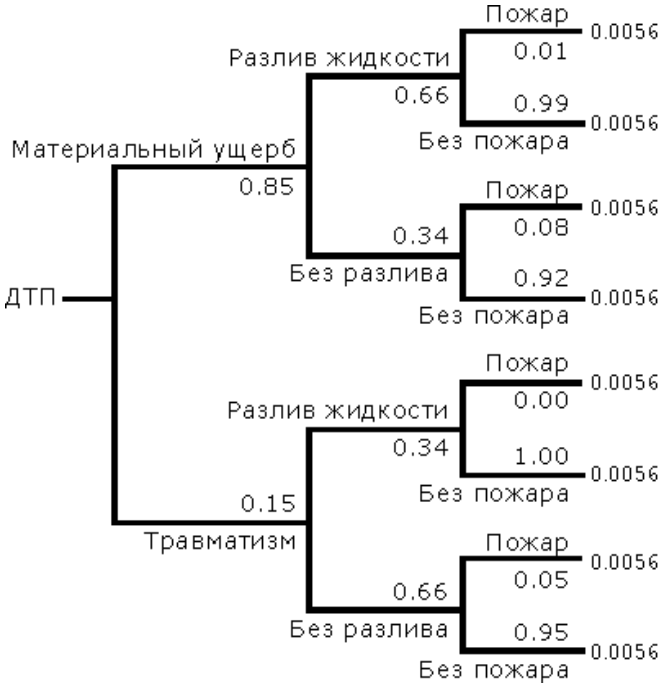


Рис. 2. Вероятность различных последствий ДТП при перевозке опасных грузов (во время движения) на дорогах Норвегии в период 1990–1995 гг.

Вероятность нанесения материального ущерба при ДТП при перевозке опасных грузов составляет 85%. В двух из трех ДТП с материальным ущербом происходили разливы огнеопасного вещества, но это происходило только в одном из трех ДТП с травматизмом. Эта разница объясняется тем, что ДТП подразделялись на разные типы. Большинство ДТП с материальным ущербом – это съезды с дороги с последующим опрокидыванием. Большинство ДТП с

травматизмом – это столкновения. Пожар наблюдается редко, всего в 3% всех ДТП. Потенциальные последствия ДТП при перевозке опасных веществ являются, тем не менее, большими.

В Харьковской области с 2000 г. наблюдается резкое увеличение общего количества пострадавших в ДТП. Резко возросло количество раненных при стабильно высоком количестве погибших в этих ДТП.

Наиболее распространенными видами ДТП в Харьковской области являются наезд на пешехода (48%), столкновение транспортных средств (26%) и опрокидывание транспортных средств (9%) (рис. 3) [11].

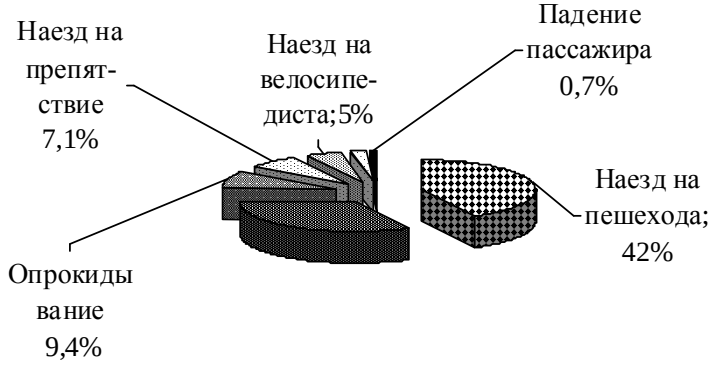


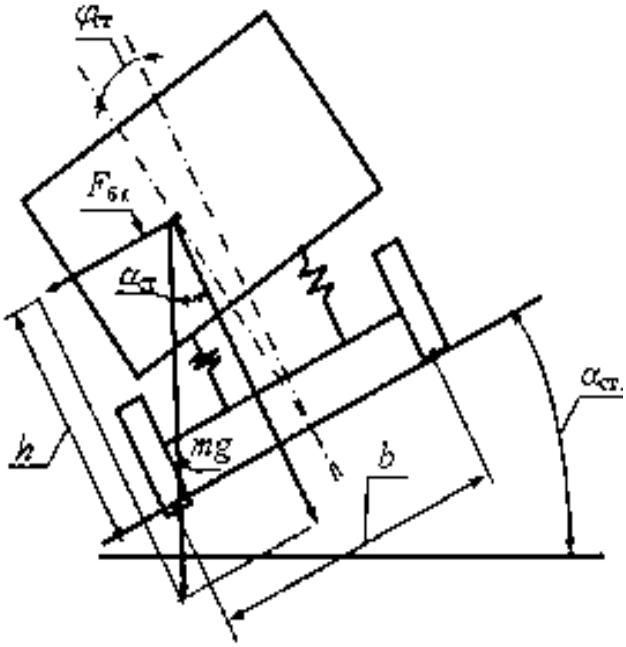
Рис. 3. Классификация ДТП по видам в Харьковской области в 2005 г.

Таким образом, резкое увеличение количества ДТП связано с несовершенной технической политикой на автомобильном транспорте, которая не обеспечивает безопасность, эксплуатационную надежность и качество автомобильной техники.

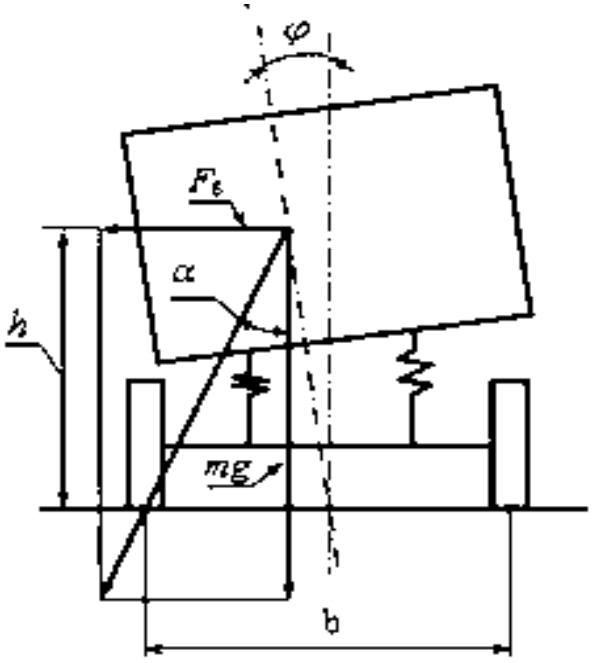
В связи с указанными обстоятельствами, представляет интерес анализ требований к устойчивости положения автоцистерн.

Анализ требований к устойчивости положения автоцистерн. Следует разделять устойчивость против опрокидывания и при опрокидывании. Под устойчивостью при опрокидывании следует понимать способность транспортных средств иметь углы поворота в продольной или поперечной плоскости, не превышающие предельные углы по условию устойчивости. Устойчивость против опрокидывания – свойство транспортного средства двигаться без отрыва колес одной оси или борта от дороги.

На рис. 4 приведена расчетная схема автомобиля при опрокидывании на стенде и равномерном движении по кругу, а на рис. 5 – зависимость угла крена подрессоренных масс транспортного средства от коэффициента поперечной устойчивости.



а



б

Рис. 4. Расчетная схема автомобиля: а – опрокидывание на стенде;
б – равномерное движение по кругу; *m* – масса автомобиля; *g* – ускорение свободного падения;
α – угол статической устойчивости; φ – угол крена подрессоренных масс;
$F_б$ – боковая (центробежная) сила; $F_{бс}$ – боковая сила; *h* – высота центра масс; *b* – колея [12].

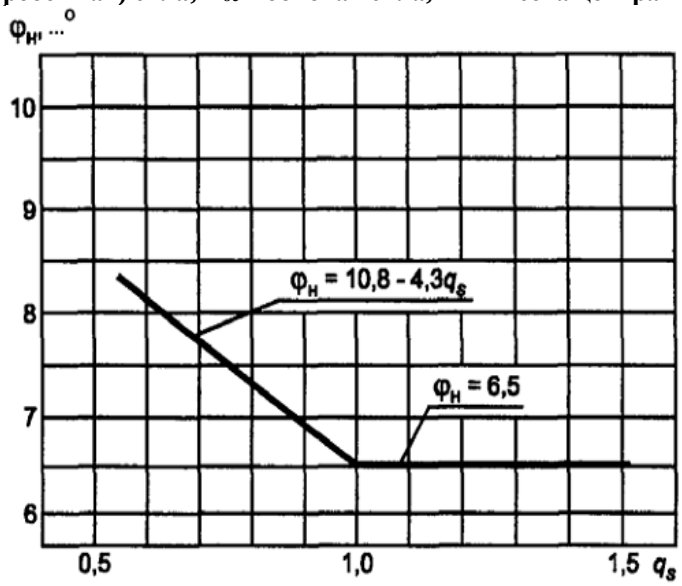


Рис. 5. Зависимость угла крена подрессоренных масс транспортного средства от коэффициента поперечной устойчивости.

В табл. 2 приведены требования к точности определения некоторых параметров автомобиля согласно ГОСТ Р 52302-2004 [5]. На рис. 6 показана зависимость угла опрокидывания автотранспортных средств (АТС) на стенде от коэффициента поперечной устойчивости АТС различных категорий и типов (зоны А, $А_1$, Б, В, Г, Д приведены для справок).

Таблица 2.

Требования к точности определения некоторых параметров автомобиля согласно ГОСТ Р 52302-2004.

Измеряемый параметр	Диапазон измерений	Погрешность, до	Вид испытаний
Угол крена АТС	±15	±0,25	Испытания «опрокидывание на стенде»
Угол наклона платформы стенда-опрокидывателя	±70	±0,25	
Линейные размеры, мм	До 500	±3	Испытания «опрокидывание на стенде», «поворот», «переставка», «прямая»
	Св. 500 до 5000	±5	
	Св. 5000	±10	Испытания «поворот» и «переставка»

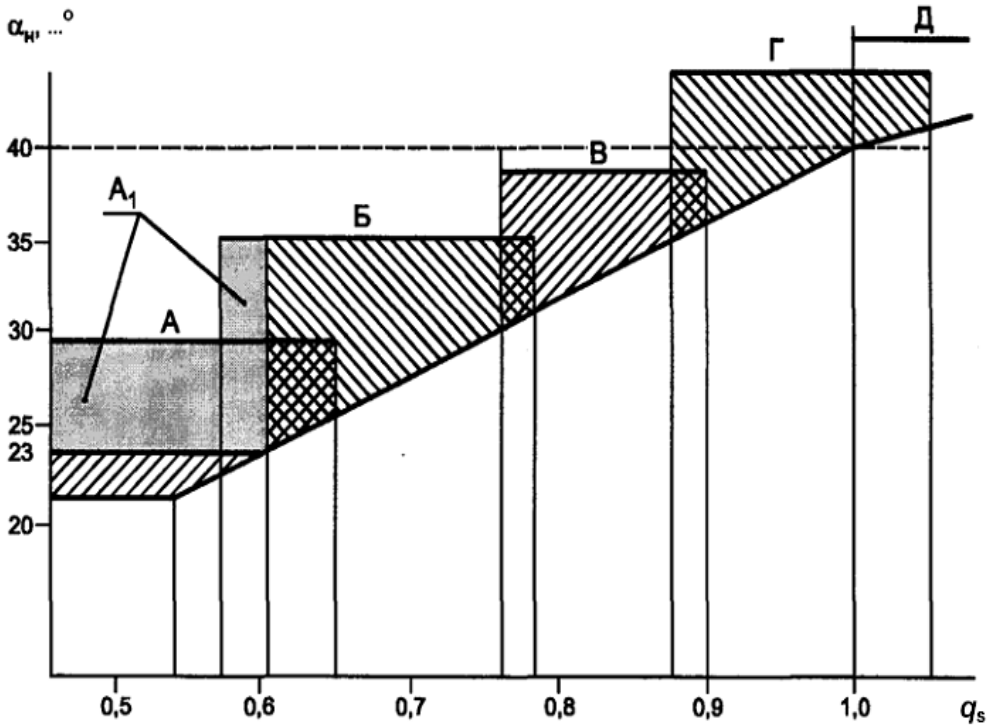


Рис. 6. Зависимость угла опрокидывания АТС на стенде от коэффициента поперечной устойчивости АТС различных категорий и типов [5].

На рис. 6 приняты следующие обозначения: А – диапазон значений q_s для автокранов, автобетоносмесителей, рефрижераторов, контейнеровозов категории N_3, двухэтажных автобусов категории M_3; A_1 – диапазон значений q_s для автомобилей-цистерн категории N_3, прицепов цистерн категорий O_3, O_4; Б – диапазон значений q_s для рефрижераторов, самосвалов категории N_3, одноэтажных автобусов категории M_3, прицепов категорий O_3, O_4; В – диапазон значений q_s для автокранов, самосвалов, рефрижераторов категории N_2, бортовых автомобилей категории N_3, автобусов категории M_2 и прицепов категории O_2; Г – диапазон значений q_s для бортовых автомобилей категории N_1, N_2, фургонов категории N_1, автомобилей повышенной проходимости категории M_1; Д – диапазон значений q_s для автомобилей категории M_1 (за исключением автомобилей повышенной проходимости), прицепов категории O_1.

28 декабря 2000 года вступили в силу Правила ЕЭК ООН № 111, в которых указаны технические требования и испытания автоцистерн категорий N и O в отношении их устойчивости к опрокидыванию. Требования ЕЭК ООН № 111 [9] распространяются на АТС категорий M, N, O. В данном нормативном документе предложены следующие показатели поперечной статической устойчивости против опрокидывания АТС:

- угол статической устойчивости α_{cy} – угол наклона опорной поверхности опрокидывающей платформы относительно горизонтальной плоскости, при котором произошел отрыв всех колес одной стороны одиночного АТС или всех колес одной стороны одного из звеньев седельного автопоезда от опорной поверхности;
- угол крена подрессоренных масс φ – угол между опорной поверхностью опрокидывающей платформы и поперечной осью подрессоренных масс (осью Y в системе координат, проходящей через центр масс АТС), полученный в результате наклона АТС на опрокидывающей платформе.

Величина угла α_{cy} статической устойчивости АТС против опрокидывания, полученная в результате испытаний, должна быть не менее нормативного значения, зависящего от коэффициента q_s поперечной устойчивости АТС. Коэффициент поперечной устойчивости q_s определяют из выражения

$$q_s = \frac{0{,}5 \cdot b}{h}, \qquad (1)$$

где b – колея колес, приведенная к поперечному сечению АТС в плоскости, проходящей через его центр масс, мм;

h – высота центра масс над опорной поверхностью, мм.

Величину колеи колес полуприцепа вычисляют как среднее между серединами наружных колес задней оси (тележки) тягача и серединами наружных колес оси (тележки) полуприцепа. Высоту центра масс определяют из выражения

$$h = \frac{0{,}5 \cdot b - h_{\text{êï}} \cdot tg\alpha_{\text{ñó}} - \Delta}{tg\alpha \cdot \cos\varphi + \sin\varphi} + h_{\text{êï}}, \qquad (2)$$

где $h_{кп}$ – высота оси крена над опорной поверхностью в поперечном сечении, проходящем через центр масс, мм;

Δ – боковое смещение центра масс, определяемое по результатам измерений боковой деформации шин, мм.

При отсутствии точных данных величина $h_{кп}$ может быть принята равной статическому радиусу колеса АТС. Согласно Правилам ЕЭК ООН № 111, транспортное средство проходит испытание на наклоняемом столе, в ходе которого имитируется плавный поворот, совершаемый без вибрации, или подвергается альтернативному методу расчета. Устойчивость к опрокидыванию транспортного средства должна быть такой, чтобы транспортное средство не прошло через точку опрокидывания по достижении поперечного ускорения, равного 4 м/с^2. Если оборудование, используемое для проведения испытания на наклоняемом столе, монтируется вне помещения, то скорость бокового ветра не должна превышать 3 м/с, а общая скорость ветра не должна превышать 5 м/с.

Шины испытываемого груженого транспортного средства накачиваются до давления, указанного заводом-изготовителем транспортного средства. Допустимое отклонение давления шины в неразогретом состоянии составляет ±2%.

Все функциональные элементы, которые могут повлиять на результаты данного испытания (например, состояние и регулировка рессор и других элементов подвески, а также геометрическая схема подвески), должны соответствовать указаниям завода-изготовителя. Системы регулировки высоты следует отключить (обеспечив их соответствие статическим значениям) во время фактического наклона во избежание деформации подвески при наклоне.

Угол наклона стола измеряется с точностью свыше 0,3°.

Стандартным состоянием нагрузки во время испытания является состояние максимальной нагрузки: груженое транспортное средство. В этом состоянии максимальной загрузки автоцистерна загружается полностью без превышения максимальной допустимой массы и максимальных допустимых нагрузок на оси.

Все оси транспортного средства с управляемыми колесами блокируются для предотвращения бокового перемещения оси и/или поворота управляемых колес в сторону. Кроме того, транспортное средство фиксируется в продольном направлении для предотвращения его перемещения вперед и назад при условии, что используемый метод закрепления не влияет на результаты испытания. Наклон транспортного средства производится весьма медленно, со скоростью не более 0,25°/с. Транспортное средство постепенно наклоняется по три раза в правую и левую сторону по отношению к его центральной продольной линии. Поскольку происходит прерывистое перемещение систем подвески и элементов сцепки, транспортное средство удаляется со стола в период между испытаниями и обкатывается для «рандомизации» и «коррекции» последствий прерывистого перемещения и гистерезиса.

Расчет поперечной устойчивости. Поперечная устойчивость автоцистерн рассчитывается посредством моделирования круговых испытаний в установившемся режиме (при постоянном радиусе, постоянной скорости и, следовательно, постоянном поперечном ускорении). При этом расчете учитываются такие основные факторы, влияющие на устойчивость, как высота центра тяжести, ширина колеи, а также все факторы, приводящие к поперечному перемещению центра тяжести (боковая жесткость оси, боковая жесткость подвески и т. д.). В случае полуприцепов воздействие тягача моделируется с учетом исходной боковой жесткости поворотного шкворня. При расчете должны выполняться следующие технические требования:

- центр крена оси соответствует уровню поверхности земли;
- конструкция транспортного средства считается жесткой;
- транспортное средство устанавливается симметрично своей осевой линии;
- деформация шины и подвески является линейной;
- поперечная деформация подвески равна нулю.

Расчет поперечной устойчивости заключается в определении согласованного показателя поперечного ускорения при опрокидывании. Поперечное ускорение при подъеме первого колеса q_M определяется из выражения [9]:

$$q_M = \frac{A_M \cdot T_M}{2\left[(F_E A_T H_G) + \dfrac{((A_T - U_T)F_E H_N)^2}{C_{DRESM} - (A_T F_E H_N)}\right]}. \quad (3)$$

Максимальное оптимальное теоретическое поперечное ускорение при опрокидывании q_T:

$$q_T = \frac{A_T \cdot T_T}{2\left[(A_T \cdot H_G) + \dfrac{((A_T - U_T)\cdot H_N)^2}{C_{DREST} - (A_T \cdot H_N)}\right]}. \quad (4)$$

Линейное интерполирование между поперечным ускорением при подъеме первого колеса и максимальным теоретическим поперечным ускорением позволяет получить согласованный показатель поперечного ускорения при опрокидывании q_c:

$$q_c = q_T - (q_T - q_M) \cdot \frac{A_M}{A_T} \cdot \qquad (5)$$

В зависимостях (3)–(5) приняты следующие обозначения: m_i (м) – номинальная высота осевой линии крена подвески; A_i (кН) – нагрузка на ось/тележку; F_E – коэффициент полезной массы самой жесткой оси/тележки; H_G (м) – высота центра тяжести всего транспортного средства; q_c – скорректированное поперечное ускорение при опрокидывании; q_M – поперечное ускорение при первом подъеме колеса; q_T – максимальное оптимальное поперечное ускорение при опрокидывании; θ_i (рад) – угол смоделированного крена транспортного средства при подъеме колеса; A_M – осевая нагрузка оси/тележки с минимальным θ; T_M – ширина колеи оси/тележки с минимальным θ; C_{DRESM} = боковая жесткость оси/тележки с минимальным θ.

Выводы. Вопрос выбора адаптивного критерия оценки устойчивости против опрокидывания остается нерешенным. В качестве критерия предлагается использовать коэффициент устойчивости против опрокидывания, равный отношению момента стабилизирующего к возмущающему. Экспериментальные исследования следует выполнять с использованием мобильного регистрационно-измерительного комплекса. Актуальным является вопрос создания электронной системы повышения устойчивости против опрокидывания на основе трехкомпонентных датчиков ускорения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Морозов С. А. Угловые параметры качения управляемых колес как фактор повышения устойчивости движения и снижения нагруженности передней оси грузового автомобиля : дис. … канд. техн. наук / С. А. Морозов. – М., 2006. – 227 с.
2. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин : монография / [Н. П. Артемов, А. Т. Лебедев, М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, А. И. Коробко, В. В. Задорожняя] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Міськдрук, 2012. – 220 с.
3. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
4. Чудаков Е. А. Устойчивость автомобиля при заносе / Е. А. Чудаков. – М. : АН СССР, 1945. – 144 с.
5. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний : ГОСТ Р 52302-2004. – [Утв. Приказом Ростехрегулирования от 30.12.2004 № 164-ст]. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2005 – 32 с.
6. Джонс И. С. Влияние параметров автомобиля на дорожно-транспортные происшествия / И. С. Джонс. – М. : Машиностроение, 1979. – 207 с.
7. Эстмоэ К. Справочник по безопасности дорожного движения / Эстмоэ Кнут. – Осло–Москва–Хельсинки : Институт экономики транспорта, 2001. – 773 с.
8. Вимоги до статистичних даних про дорожньо-транспортні випадки з тракторами / [М. М. Кірієнко, О. С. Полянський, В. В. Задорожня, О. В. Климчук] // Вісник ХНТУСГ. Тракторна енергетика в рослинництві. Вип. 60. – Харків, 2007. – С. 101–105.
9. Правила ЕЭК ООН № 111. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения автоцистерн категорий N и O в отношении их устойчивости к опрокидыванию. – ООН, 2001. – 44 с.
10. Виблый Н. Г. Система подготовки и повышения квалификации водителей-профессионалов в РФ [Электронный ресурс] / Н. Г. Виблый. – Режим доступа : http://rosavtotransport.ru/wpcontent/uploads/2012/11/Doklad_Viblyy.pdf.
11. Шаша И. К. Научные основы обеспечения безопасности на автомобильном транспорте Украины : дис. ... докт. техн. наук : спец. 05.22.20 / И. К. Шаша ; Харьковский национальный ун-т внутренних дел. – Харьков, 2006. – 338 с.
12. Челноков В. Г. Управляемость и устойчивость автомобилей многоцелевого назначения / В. Г. Челноков, Г. З. Лукьянов // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2011. – № 3(68). – С. 28–33.