МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ, МОЛОДЕЖИ И СПОРТА
АВТОНОМНОЙ РЕСПУБЛИКИ КРЫМ

РЕСПУБЛИКАНСКОЕ ВЫСШЕЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ
«КРЫМСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-ПЕДАГОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

УЧЕНЫЕ ЗАПИСКИ КРЫМСКОГО ИНЖЕНЕРНО-ПЕДАГОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

Выпуск 35

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Симферополь
2012

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:

Якубов Ф. Я., д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки и техники Узбекистана, заслуженный работник народного образования Украины (главный редактор)
Абдулгазис У. А., д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки и техники АРК (зам. главного редактора)
Бабицкий Л. Ф., д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки и техники АРК
Подригало М. А., д.т.н., профессор, лауреат Государственной премии Украины в области науки и техники
Шмигальский В. Н., д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки и техники Украины

Фазылова А. Р. (ответственный редактор)

Печатается по решению Ученого совета Республиканского высшего учебного заведения «Крымский инженерно-педагогический университет». Протокол № 13 от 25.06.2012 г.

Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск 35. Технические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2012. – 134 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 № 13 від 31.06.2012 р.

Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Випуск 35. Технічні науки. – Сімферополь : НІЦ КІПУ, 2012. – 134 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, 2012

СОДЕРЖАНИЕ

Поздравляем юбиляра ……... 5

Раздел 1. АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТА

Подригало Н. М. Динамический коэффициент полезного действия трансмиссии автомобиля ……. 6

Абдулгазис У. А., Мевлют Ш. Т., Халилов В. Снижение механического импеданса ДВС при резонансных режимах ……. 10

Подригало М. А., Клец Д. М. Маневренность и управляемость колесных машин. Определение понятий и критерии оценки ……..…… 15

Абдулгазис У. А., Абдулгазис А. У., Феватов С. А. Способ проверки кинематического соответствия между собой сдвоенных шин колес автотранспортных средств ……. 21

Аметов И. Э., Оболонский В. В., Абхаирова С. В. Теоретические основы механотермической переработки резины ……. 23

Сулейманов Э. С., Абдулгазис А. У., Умеров Э. Д. Предложения по модернизации дорожно-транспортной системы Западного Крыма с учетом развития курортно-санаторного комплекса …….. 29

Эреджепов М. К., Абдулгазис У. А. Экспресс-диагностирование систем электроснабжения и пуска автомобильного двигателя ……... 36

Раздел 2. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Канареев Ф. Н., Новиков П. А., Шрон Б. Л. Влияние деформаций метчика при резьбообработке на точность внутренних резьб М3…М6 ……... 44

Шелковий О. М., Кормилець О. В., Феденюк Д. В. Дослідження верстатного пристосування агрегатного верстата методами 3D-моделювання ……... 48

Тараховский А. Ю., Гордеева Э. С., Резинкина Г. П. Разработка инструмента для монтажа эластичного кольцевого элемента во внутреннюю канавку отверстия ……..…….… 55

Богуцкий В. Б., Шрон Л. Б., Шрон Б. Л., Богуцкий Б. В. Анализ конструктивных особенностей шлифовальных кругов с прерывистой поверхностью ……...……... 60

Хабрат Н. И., Умеров Э. Д. Методика расчета основных параметров предохранителя перегрузок самонатяжной клиноременной передачи …….. 64

Усеинов Б. К. Обеспечение равномерного давления инструмента при частичном контакте с обрабатываемой поверхностью отверстия при шлифовании …….……. 68

Ягьяев Э. Э. Система диагностики и управления процессом шлифования с коррекцией цикла обработки …….. 71

Раздел 3. СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ

Шабанов Н. П., Овчаренко Ф. А. Обоснование профиля гребенок битера-отражателя двухбарабанного очесывающего устройства ……..... 75

Бабицкий Л. Ф., Соболевский И. В., Куклин В. А. Определение потребности передвижных средств механизации технического обслуживания в агропромышленном комплексе АР Крым ……...…. 78

Бабицкий Л. Ф., Кувшинов А. А., Москалевич В. Ю. Исследование рабочих органов культиватора с виброимпульсным возбудителем колебаний ……..... 81

Ена В. Д., Шабанов Н. П. Определение оптимальной вместимости бункера лавандоуборочной машины, работающей на склонах …….. 83

Раздел 4. ПРОБЛЕМЫ ОХРАНЫ ТРУДА И ЗАЩИТЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Абильтарова Э. Н., Абитова Ш. Ю. Производственный травматизм и методы его прогнозирования ……..……..…….. 87

Абильтарова Э. Н. Гигиеническое нормирование физических вредных и опасных производственных факторов …….……..…… 92

Бекиров Р. Н. Совершенствование компетентности инженера по охране труда с использованием инновационных технологий в машиностроении ……..……..….. 97

Чеботарь С. В., Гусев В. А. Привлечение экспертов к осмотру мест происшествия, связанных со взрывами и пожарами пыле-, паро-, газовоздушных смесей ……...……... 101

Раздел 5. ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Сейдаметова З. С. Задача определения подобия документов ……...….. 106

Ильясова Ф. С., Москаленко И. С. Разработка автоматизированной системы «Студенческое общежитие» …….… 110

Шкарбан Ф. В., Мустафаєва Е. І. Проектування бази даних організації з ремонту автомобілів …….……. 115

Крылов В. С. Компьютерное зрение: инновационный виртуальный стенд …….. 119

Аблялимова Э. И., Кадыров М. Р., Манжос Л. А. Технические аспекты виртуализации IT-инфраструктуры ……. 121

Кубовская Т. Н., Темненко В. А. Процедура численного моделирования волн Янга-Миллса ……. 125

Наши авторы ……...……. 131

ПОЗДРАВЛЯЕМ ЮБИЛЯРА

22 июля 2012 года исполняется 60 лет со дня рождения
УМЕРА АБДУЛЛАЕВИЧА АБДУЛГАЗИС
доктора технических наук, профессора, академика Академии наук высшего образования Украины, академика Академии строительства Украины, Заслуженного деятеля науки и техники АРК, декана инженерно-технологического факультета, заведующего кафедрой эксплуатации и ремонта автомобилей РВУЗ «Крымский инженерно-педагогический университет»

Профессор Умер Абдуллаевич Абдулгазис – известный ученый в области эксплуатации и ремонта автомобилей и двигателей внутреннего сгорания. Он является автором около 200 научных работ, в том числе трех монографий, свыше 40 учебно-методических работ, в том числе 20 учебных пособий, из которых 5 с грифом Министерства образования и науки Украины, 58 патентов Украины и авторских свидетельств СССР на изобретения. Умер Абдуллаевич имеет большой опыт научной и педагогической работы.

У. А. Абдулгазис работает в специализированных ученых советах, действительный член Крымской Академии наук, член редколлегии трех специализированных научных журналов и научных сборников, заместитель главного редактора сборника «Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки».

Он инициатор и организатор ряда новых специальностей и профилей, а также филиалов кафедры, 6 учебных и научных лабораторий в Крымском инженерно-педагогическом университете. На инженерно-технологическом факультете, возглавляемом У. А. Абдулгазисом, ведется подготовка студентов по 7 профилям двух специальностей «Профессиональное образование» и «Технологическое образование». В текущем учебном году по инициативе Умера Абдуллаевича открыта новая специальность «Организация и регулирование дорожного движения» в Крымском инженерно-педагогическом колледже при Крымском инженерно-педагогическом университете.

У. А. Абдулгазис читает основные и специальные курсы, руководит научной работой магистрантов и аспирантов. Он глубоко осознает миссию университета для народа. Умер Абдуллаевич – ценитель вузовских традиций, человек целеустремленного характера.

Коллектив РВУЗ «Крымский инженерно-педагогический университет» и редколлегия научного сборника «Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета» от души поздравляют Умера Абдуллаевича Абдулгазиса с юбилеем и желают ему крепкого здоровья, неиссякаемой энергии, благополучия, успехов во всех начинаниях!

РАЗДЕЛ 1. АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТА

УДК 629.113.001

Подригало Н. М.

ДИНАМИЧЕСКИЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Представлено аналітичні вираження для визначення динамічного ККД трансмісії з урахуванням його взаємозв'язку з відомими показниками: коефіцієнтом обліку мас двигуна й трансмісії, що обертаються, коефіцієнтом динамічності, коефіцієнтом прийманості.

Ключові слова: *динамічний ККД трансмісії, коефіцієнт обліку мас двигуна й трансмісії, що обертаються, коефіцієнт динамічності, коефіцієнт прийманості.*

Представлены аналитические выражения для определения динамического КПД трансмиссии с учетом его взаимосвязи с известными показателями: коэффициентом учета вращающихся масс двигателя и трансмиссии, коэффициентом динамичности, коэффициентом приемистости.

Ключевые слова: *динамический КПД трансмиссии, коэффициент учета вращающихся масс двигателя и трансмиссии, коэффициент динамичности, коэффициент приемистости.*

Analytical expressions for definition of dynamic efficiency of transmission in view of its interrelation with known parameters are presented: factor of the account of rotating masses of the drive and transmission, factor of dynamism, factor of a throttle response.

Key words: *dynamic efficiency of transmission, factor of the account of rotating masses of the drive and transmission, factor of dynamism, factor of a throttle response.*

Постановка проблемы. В настоящее время оценка влияния вращающихся масс трансмиссии на динамику разгона автомобиля осуществляется с помощью известного коэффициента учета вращающихся масс трансмиссии и двигателя ($\delta_{вр}$). Однако тяговая сила на ведущих колесах автомобиля определяется без учета ее потерь на разгон вращающихся масс двигателя и трансмиссии.

Анализ научной литературы. Момент инерции вращающихся масс двигателя и трансмиссии, приведенный к ведущим колесам автомобиля, оказывает существенное влияние на динамические свойства автомобиля.

В работе [1] академик Е. А. Чудаков ввел (на основе уравнения тяговой динамики автомобиля) коэффициент учета вращающихся масс автомобиля (трансмиссии и двигателя) $\delta_{вр}$, физический смысл которого состоит в некотором условном приращении к поступательно движущейся массе автомобиля. Фактически этот коэффициент показывает, во сколько раз ускорение поступательного движения реального автомобиля меньше ускорения идеального. При этом момент инерции вращающихся масс трансмиссии и двигателя не принимается во внимание, т. е. равен нулю.

Уравнение тяговой динамики автомобиля имеет вид [1]

$$m_а \frac{dv_а}{dt} = P_к - \sum P_с , \qquad (1)$$

где $m_а$ – общая масса автомобиля;
$v_а$ – линейная скорость автомобиля;
$\sum P_с$ – суммарная сила сопротивления движению автомобиля;
$P_к$ – суммарная тяговая сила на ведущих колесах автомобиля,

$$P_к = \frac{M_e u_к u_о \eta_{тр}^{ст} \eta_{тр}^{кин} - I_e u_к u_о \eta_{тр}^{ст} \eta_{тр}^{кин} \frac{u_к u_о}{r_д} \cdot \frac{dv_а}{dt} - \frac{\sum I_к}{r_д} \cdot \frac{dv_а}{dt}}{r_д} ; \qquad (2)$$

$u_к$ – передаточное число коробки передач;
$u_о$ – передаточное число главной передачи;
$\eta_{тр}^{ст}$ – статический КПД трансмиссии, учитывающий потери тяговой силы на преодоление сил сухого трения;
$\eta_{тр}^{кин}$ – динамический КПД трансмиссии, учитывающий зависящие от скорости $v_а$ автомобиля потери тяговой силы на преодоление вязкого трения (потери на сопротивление масла в картерах агрегатов трансмиссии);
M_e – эффективный крутящий момент двигателя;
I_e – момент инерции вращающихся масс двигателя (условно принято, что к нему приведены все вращающиеся массы трансмиссии, расположенные до коробки передач, включительно);
$\sum I_к$ – суммарный момент инерции всех колес автомобиля (ведущих и ведомых); условно принято, что к ним приведены все вращающиеся массы трансмиссии от коробки передач до ведущих колес;
$r_д$ – динамический радиус ведущих колес.

После подстановки уравнения (2) в выражение (1) и переноса в левую часть всех членов, содержащих $dv_а / dt$, было получено выражение, аналогичное приведенному в работе [1]:

$$m_а\left(1+\frac{I_e}{m_а r_д^2}u_к^2 u_о^2 \eta_{тр}^{ст}\eta_{тр}^{кин}+\frac{\sum I_к}{m_а r_д^2}\right)\frac{dv_а}{dt}=$$

$$=\frac{M_e u_к u_о \eta_{тр}^{ст}\eta_{тр}^{кин}}{r_д}-\sum P_с. \qquad (3)$$

Величина приведенной массы автомобиля равна

$$m_{апр}=m_а\left(1+\frac{I_e}{m_а r_д^2}u_к^2 u_о^2 \eta_{тр}^{ст}\eta_{тр}^{кин}+\frac{\sum I_к}{m_а r_д^2}\right). \qquad (4)$$

Коэффициент учета вращающихся масс трансмиссии и двигателя определяется следующей зависимостью [1–3]:

$$\delta_{вр}=\frac{m_{апр}}{m_а}=1+\frac{I_e}{m_а r_д^2}u_к^2 u_о^2 \eta_{тр}^{ст}\eta_{тр}^{кин}+\frac{\sum I_к}{m_а r_д^2}. \qquad (5)$$

Второй член правой части уравнения (5) учитывает вращающиеся массы двигателя и трансмиссии, связанные с ведущими колесами переменным передаточным отношением, а третий член – вращающиеся массы, связанные постоянным передаточным отношением. После обработки статистических данных в работах [1–3], была предложена эмпирическая формула:

$$\delta_{вр}=1+A_1+A_2 u_к^2=1{,}03+0{,}05u_к^2. \qquad (6)$$

Недостатком такого метода учета вращающихся масс двигателя и трансмиссии является то, что рассчитанная тяговая сила на ведущих колесах больше, чем ее реальное значение. Это, например, вызывает ошибку при определении начала буксования ведущих колес.

В работе [4] предложено оценивать потери мощности на разгон вращающихся масс двигателя и трансмиссии с помощью так называемого динамического КПД трансмиссии, определяемого зависимостью:

$$\eta_{тр}^{дин}=1-\frac{I_{пр}}{M_e u_к u_о}\frac{d\omega_к}{dt}, \qquad (7)$$

где $I_{пр}$ – суммарный момент инерции вращающихся масс трансмиссии и двигателя, приведенный к ведущим колесам;

$\omega_к$ – угловая скорость вала двигателя и колес, соответственно.

В работе [4] также предложено определять общий КПД трансмиссии ($\eta_{тр}$) на переходных и неустановившихся режимах движения как произведение статической ($\eta_{тр}^{ст}$) и динамической ($\eta_{тр}^{дин}$) составляющих КПД.

На наш взгляд, необходимо разделить также потери на сухое и жидкостное трение в трансмиссии. В этом случае мы можем рассматривать общий КПД трансмиссии как произведение трех компонентов: статического, кинематического и динамического.

Статический компонент ($\eta_{тр}^{ст}$) определяет потери на сухое трение, кинематический ($\eta_{тр}^{кин}$) – учитывает потери на взбалтывание масла и зависит от скорости вращения валов, а динамический ($\eta_{тр}^{дин}$) – потери на разгон вращающихся частей трансмиссии и зависит от углового ускорения валов.

При таком подходе тяговая сила на ведущих колесах определяется следующим соотношением:

$$P_к=\frac{M_e u_к u_о \eta_{тр}^{ст}\eta_{тр}^{кин}\eta_{тр}^{дин}}{r_д}. \qquad (8)$$

Расчет тяговой силы по данной зависимости дает значения ближе к реальным.

Коэффициент вращающихся масс ($\delta_{вр}$) и динамический КПД трансмиссии ($\eta_{тр}^{дин}$) влияют на динамические свойства автомобилей, но не определяют их.

Для оценки динамических свойств автомобилей при разгоне Е. А. Чудаков [1] предложил показатель – динамический фактор:

$$D=\frac{P_к-P_w}{G_a}, \qquad (9)$$

где P_w – сила аэродинамического сопротивления движению автомобиля;

$G_а$ – общий вес автомобиля.

Однако динамический фактор является силовой, а не энергетической характеристикой динамических свойств автомобиля. Его значение можно увеличить, переходя на низшую передачу с увеличением суммарной тяговой силы $P_к$.

В работах [5; 6] для оценки динамических свойств автомобиля предложен коэффициент динамичности, равный отношению суммарной тяговой силы $P_к$ к суммарной силе сопротивления движению $\sum P_с$ (отношению соответствующих этим силам мощностей):

$$K_д=\frac{P_к}{\sum P_с}. \qquad (10)$$

С учетом (10) выражение (1) примет вид

$$m_а\frac{dv_а}{dt}=\sum P_с\left(K_д-1\right). \qquad (11)$$

При $K_д = 1$ разгон автомобиля невозможен, а при $K_д < 1$ движение неустойчиво, и автомобиль замедляет свое движение.

В работе [7] А. А. Токаревым для оценки приемистости автомобиля был предложен коэффициент приемистости ($\eta_а$), равный отношению мощности, затрачиваемой на разгон ($N_р$), к эффективной мощности двигателя ($N_е$). Коэффициент приемистости автомобиля, реализуемый при максимальной эффективной мощности двигателя, равен:

$$\eta_a = \frac{N_р}{N_{e\max}} = \frac{N_{e\max} - \sum N_с / \eta_{тр}}{N_{e\max}} =$$

$$= 1 - \frac{\sum N_с / \eta_{тр}}{N_{e\max}} = 1 - \frac{v_a \sum P_с / \eta_{тр}}{N_{e\max}}, \qquad (12)$$

где $N_р$ – запас мощности двигателя на разгон автомобиля;

$N_{e\ \max}$ – максимальная эффективная мощность двигателя;

$\sum N_с$ – мощность сил суммарного сопротивления движению автомобиля,

$$\sum N_с = v_a \sum P_с . \qquad (13)$$

Этот же коэффициент был назван в работе [8] коэффициентом полезного действия легкового автомобиля, поскольку он определяет долю свободной мощности двигателя $N_р$, которую водитель, по своему усмотрению, может использовать для разгона автомобиля.

Однако в известной литературе не показана взаимосвязь между параметрами $\delta_{вр}$, $\eta_{тр}^{дин}$, $K_д$ и $\eta_а$.

Целью нашего **исследования** является определение взаимосвязи между коэффициентом учета вращающихся масс двигателя и трансмиссии, динамическим КПД трансмиссии, коэффициентом динамичности и коэффициентом приемистости автомобиля.

Изложение основного материала.

Определение динамического КПД трансмиссии. Для достижения указанной цели необходимо, прежде всего, определить динамический КПД трансмиссии автомобиля. Преобразуем выражение (2) в следующий вид:

$$P_к = \frac{M_e u_к u_о \eta_{тр}^{ст} \eta_{тр}^{кин}}{r_д} \left[1 - \frac{dv_а / dt}{M_e r_д} \left(I_e u_к u_о + \frac{\sum I_к}{u_к u_о \eta_{тр}^{ст} \eta_{тр}^{кин}} \right) \right]. \qquad (14)$$

Выражение в квадратных скобках, входящее в правую часть уравнения (14), является динамическим КПД трансмиссии:

$$\eta_{тр}^{дин} = 1 - \frac{dv_а / dt}{M_e r_д} \left(I_e u_к u_о + \frac{\sum I_к}{u_к u_о \eta_{тр}^{ст} \eta_{тр}^{кин}} \right). \qquad (15)$$

С увеличением ускорения автомобиля при M_e = const и $u_к u_о$ = const происходит уменьшение показателя $\eta_{тр}^{дин}$. Таким образом, с ростом ускорения $dv_а / dt$ при прочих равных условиях происходит уменьшение суммарной тяговой силы ведущих колес за счет уменьшения динамического КПД трансмиссии. При ускорении $dv_а / dt = 0$ величина $\eta_{тр}^{дин} = 1$.

Определение взаимосвязи между параметрами, характеризующими динамические свойства автомобиля. Из выражения (11) определим линейное ускорение автомобиля:

$$\frac{dv_а}{dt} = \frac{\sum P_c (K_д - 1)}{m_а}. \qquad (16)$$

Суммарный момент инерции всех колес автомобиля определим из уравнения (5):

$$\sum I_к = m_а r_д^2 (\delta_{вр} - 1) - I_e u_к^2 u_о^2 \eta_{тр}^{ст} \eta_{тр}^{кин}. \qquad (17)$$

Подставляя выражение (16) и (17) в уравнение (15), получим:

$$\eta_{тр}^{дин} = 1 - \frac{\sum P_c r_д}{M_e u_к u_о \eta_{тр}^{ст} \eta_{тр}^{кин}} (K_д - 1)(\delta_{вр} - 1). \qquad (18)$$

Учитывая формулы (8) и (10), преобразуем уравнение (18) к виду:

$$\eta_{тр}^{дин} = 1 - \frac{\eta_{тр}^{дин}}{K_д} (K_д - 1)(\delta_{вр} - 1). \qquad (19)$$

Из уравнения (19) окончательно получим выражение

$$\eta_{тр}^{дин} = \frac{1}{\delta_{вр}\left(1 - \frac{1}{K_д}\right) + \frac{1}{K_д}} = \frac{1}{\delta_{вр} - \frac{1}{K_д}(\delta_{вр} - 1)}. \qquad (20)$$

Зависимость (20) связывает между собой коэффициент вращающихся масс $\delta_{вр}$, коэффициент динамичности $K_д$ и динамический КПД трансмиссии автомобиля при разгоне.

С ростом $K_д$ происходит уменьшение $\eta_{тр}^{дин}$. Это означает, что с ростом удельной мощности автомобиля и, следовательно, свободной мощности $N_р$, идущей на разгон, происходит уменьшение КПД трансмиссии при разгоне машины. Предел изменения динамического КПД трансмиссии при $K_д \to \infty$

$$\lim_{K_д \to \infty} \eta_{тр}^{дин} = \lim_{K_д \to \infty} \left[\frac{1}{\delta_{вр}(1 - 1/K_д) + 1/K_д} \right] = \frac{1}{\delta_{вр}} = \eta_{тр\min}^{дин}, \qquad (21)$$

т. е. получим минимально возможное значение динамического КПД трансмиссии, реализуемое при бесконечно большом запасе мощности двигателя.

Зависимость (21) может использоваться при приближенных расчетах показателей динамических свойств автомобилей. На рис. 1 приведен график зависимости $\eta_{тр}^{дин} = f(K_д)$ для условного автомобиля, имеющего $u_{к\ max}$ = 3,5. Расчет выполнен с учетом зависимости (6). На этом же рисунке приведено минимально возможное значение динамического КПД трансмиссии автомобиля при $K_д \to \infty$.

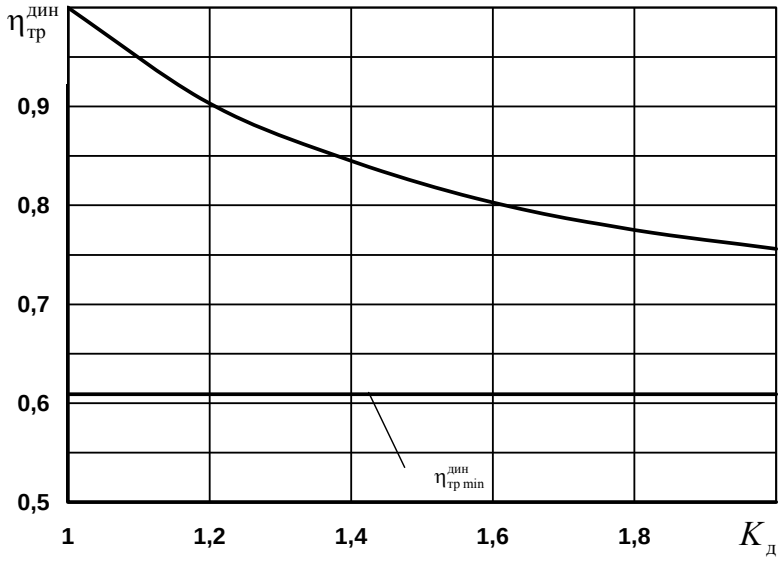

Рис. 1. Зависимость динамического КПД трансмиссии от коэффициента динамичности автомобиля при $u_{к\ max}$ = 3,5.

Коэффициент приемистости автомобиля при текущем значении эффективной мощности двигателя

$$\eta_а = \frac{N_р}{N_e} = \frac{N_e - v_а \sum P_с / \eta_{тр}}{N_e} = 1 - \frac{v_а \sum P_с}{\eta_{тр} N_e}, \quad (22)$$

где $\eta_{тр}$ – общий КПД трансмиссии,

$$\eta_{тр} = \eta_{тр}^{ст} \eta_{тр}^{кин} \eta_{тр}^{дин}. \quad (23)$$

Отношение $N_e \eta_{тр} / \left(v_а \sum P_с\right)$ представляет собой коэффициент динамичности автомобиля $K_д$.

С учетом этого выражение (22) примет вид:

$$\eta_а = 1 - \frac{1}{K_д}. \quad (24)$$

Выражение (20) с учетом (24) примет вид:

$$\eta_{тр}^{дин} = \frac{1}{\delta_{вр} \eta_а + (1 - \eta_а)}. \quad (25)$$

Отсюда коэффициент приемистости (коэффициент полезного действия) автомобиля:

$$\eta_а = \frac{\frac{1}{\eta_{тр}^{дин}} - 1}{\delta_{вр} - 1}. \quad (26)$$

Выводы. Полученные аналитические выражения позволяют определять динамический КПД трансмиссии автомобиля во взаимосвязи с такими показателями, как коэффициент учета вращающихся масс двигателя и трансмиссии, коэффициенты динамичности и приемистости автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Е. А. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М. ; Л. : Машгиз, 1940. – 396 с.
2. Бортницкий П. И. Тягово-скоростные качества автомобиля : справочник / П. И. Бортницкий, В. И. Задорожный. – К. : Вища школа, 1978. – 176 с.
3. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля : навчальний посібник / В. П. Волков. – Харків : ХНАДУ, 2003. – 292 с.
4. Подригало Н. М. Обоснование и выбор структуры и основных параметров трансмиссии модульных землеройно-транспортных и погрузочных машин : дис. на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук : спец. 05.05.04 / Надежда Михайловна Подригало. – Харьков, 2001. – 222 с.
5. Подригало М. А. Коэффициент динамичности автомобиля / М. А. Подригало, В. Л. Файст // Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва : збірник наукових праць ХНТУСГ ім. Петра Василенка, 2008. – Вип. 69. – С. 375–380.
6. Динамика автомобиля / [М. А. Подригало, В. П. Волков, А. А. Бобошко, В. А. Павленко, В. Л. Файст, Д. М. Клец, В. В. Редько] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : ХНАДУ, 2008. – 424 с.
7. Токарев А. А. Приемистость автомобиля / А. А. Токарев // Автомобильная промышленность. – 1979. – № 5. – С. 11–13.
8. Подригало М. А. Динамика разгона и коэффициент полезного действия легкового автомобиля / М. А. Подригало, Д. М. Клец, А. Н. Мостовая, О. А. Назарько // Механіка та машинобудування : науково-технічний журнал. – Харків : НТУ «ХПІ», 2009. – № 2. – С. 56–63.

УДК 621.01

Абдулгазис У. А., Мевлют Ш. Т., Халилов В.

СНИЖЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО ИМПЕДАНСА ДВС ПРИ РЕЗОНАНСНЫХ РЕЖИМАХ

Визначено можливі шляхи зниження впливу інерційної складової в зворотно-поступальних переміщеннях шатунно-поршневої групи на механічні втрати двигуна внутрішнього згоряння.

Ключові слова: *двигун внутрішнього згоряння, механічні втрати, імпеданс, резонанс, маса, пружність.*

Определены возможные пути снижения влияния инерционной составляющей в возвратно-поступательных перемещениях шатунно-поршневой группы на механические потери двигателя внутреннего сгорания.

Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания, механические потери, импеданс, резонанс, масса, упругость.*

The possible ways to reduce the influence of the inertial component of the reciprocating movement of the connecting rod and piston in the mechanical losses of the internal combustion engine.

Key words: *internal combustion engine, mechanical losses, impedance, resonance, mass, and elasticity.*

Постановка проблемы. Возможности совершенствования автомобильных ДВС не исчерпаны, и, как показывает действительность, этот процесс продолжается. Совершенство ДВС можно оценивать таким существенным показателем, как КПД. В свою очередь, КПД зависит от значительного количества параметров ДВС, в том числе и параметров механических потерь. Как известно, механические потери ДВС с шатунно-поршневой группой по величине значительны и достигают 25–30% индикаторной мощности. Проведенные исследования [1] выявили, что с ростом числа оборотов эффективная мощность ДВС увеличивается по степенной закономерности, а расчетные значения механических потерь возрастают в линейной (рис. 1).

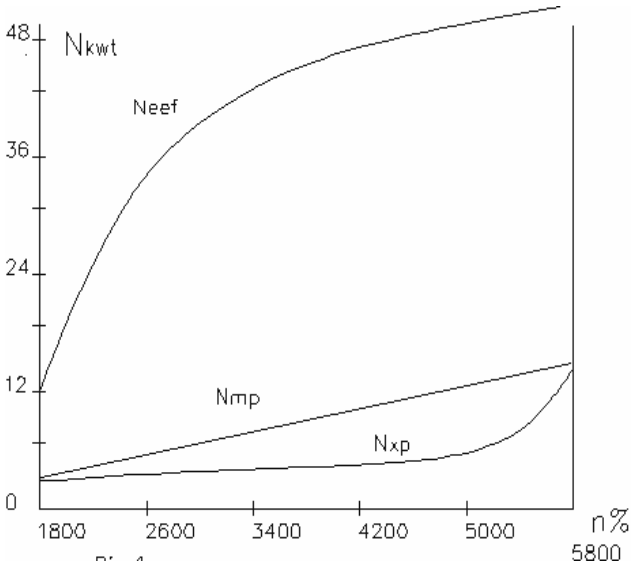

Рис. 1. График зависимости эффективной мощности N_{eef} от частоты оборотов ДВС [1], где N_{mp} – расчетные механические потери во время работы цилиндров, N_{xp} – потери, получаемые при методе холодной прокрутки.

На рис. 1 видно, что расчетные механические потери N_{mp} во время работы цилиндров значительно отличаются от потерь N_{xp}, получаемых при методе холодной прокрутке. Потери мощности N_{xp} при холодной прокрутке ДВС после превышения 5000 об/мин. переходят из зоны линейной зависимости в зону степенной закономерности и характеризуются быстротой роста. Полученные результаты объясняются увеличением сил трения в подвижных соединениях «гильза–компрессионное кольцо».

Действительно, при увеличении скорости вращения коленчатого вала в особых условиях граничного трения поршневых колец можно предположить, что диссипативные силы подчиняются закономерностям известной диаграммы Герси-Штрибека [2], где учитывается изменение величины нагрузки на трущиеся детали. Природа роста сил механического сопротивления объясняется не только увеличением давления газов на поршневые кольца в камере сгорания, но и воздействиями инерционных сил на трущиеся узлы. С увеличением частоты вращения коленчатого вала динамические нагрузки в подвижных соединениях возрастают в значительной степени от сил, вызванных возвратно-поступательными перемещениями шатунно-поршневой группы [3]. С ростом частоты вращения коленчатого вала эти силы могут достичь значительных величин. В целом механическое сопротивление, возникающее в ДВС как преобразователе энергии сгорания топлива в механическую работу [4], определяется механическим импедансом динамической системы.

Для оценки величины инерционных сил, вызванных возвратно-поступательными движениями шатунно-поршневой группы, были проведены динамические расчеты для условного двигателя с

рабочим объемом 2,4 литра с поршнями диаметром 100 мм. Приведенный суммарный вес поршня, поршневого пальца и части шатуна в соответствии с традиционными расчетами кинематической схемы КШМ [3] был принят m_j = 2,37 кг, а радиус кривошипа $R_{крш}$ = 0,0382 м. Величины инерционных сил, возникающих от приведенных масс m_j поршня и части шатуна при частоте оборотов коленчатого вала φ, оценивались по известной формуле [3]:

$$F_j = -m_j\omega^2 r(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi). \quad (1)$$

Эти силы могут развить давление компрессии $P_ц$:

$$P_ц = F_j / S_п, \quad (2)$$

где $S_п$ – площадь поршня.

По результатам проведенных расчетов были построены графики зависимости инерционных F_j сил и давления $P_ц$ в камере сгорания от оборотов коленчатого вала (рис. 2).

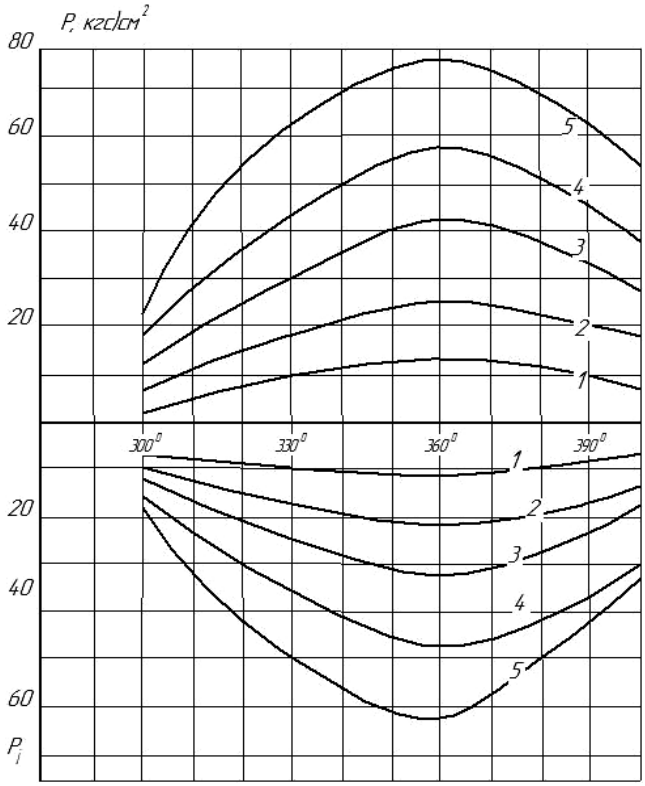

Рис. 2. Графики зависимости инерционных сил F_j и давления $P_ц$ в камере сгорания в зависимости от оборотов коленчатого вала: 1 – n = 3000 об/мин.; 2 – n = 4000 об/мин.; 3 – n = 5000 об/мин.; 4 – n = 6000 об/мин.; 5 – n = 7000 об/мин.

Приведенные графики показывают, что инерционные силы значительны по величине и могут образовать компрессионное давление порядка 6 Мпа при вращении коленчатого вала с частотой 7000 об/мин. Как видно из графиков на рис. 2, с увеличением числа оборотов двигателя динамические усилия F_j и давления $P_ц$ возрастают в нелинейной зависимости. Это может существенно сдерживать возможность увеличения мощности ДВС из-за увеличения оборотов коленчатого вала и возникающих при этом дополнительных потерь в парах трения. Компрессионное давление в камере сгорания при холодной прокрутке двигателя с увеличением частоты вращения возрастает. Как видно из графиков на рис. 2, этому способствуют также инерционные силы, возникающие при возвратно-поступательных перемещениях поршня. Сжимаемый воздух в камере сгорания по физическим свойствам соответствует значению пружины, которая при определенных условиях может преобразовать значительную часть кинетической энергии движущихся масс в потенциальную. ДВС функционально представляет собой усилитель мощности [4] с собственными частотными характеристиками передаточной функции, при котором импеданс системы значительно снизится в области резонансных частот, что позволит максимально преобразовать работу внешних сил в механическую энергию. Для ДВС это может означать возможность уменьшения внутреннего механического сопротивления системы. Действительно, если внутренние возвратно-поступательные перемещения шатунно-поршневой группы будут представлены как перемещающаяся масса, а компрессия в камере сгорания – в виде упругости, то появляется возможность преобразовывать кинетическую энергию движения масс в потенциальную энергию сжатого воздуха. Это значительно препятствует переходу данной энергии в тепловую энергию за счет трения в подвижных узлах двигателя.

Анализ литературы. Резонансные явления крутильных колебаний, возникающих при передаче крутящего момента от двигателя к колесам, как вредные изучены исследователями в значительной мере. Особо можно выделить исследования, связанные с возникновением резонансных крутильных колебаний, на которые оказывают существенное влияние масса поршня и обороты двигателя [5]. В то же время исследования условий возникновения резонанса в возвратно-поступательных перемещениях шатунно-поршневой группы малоизучены. Следует отметить исследования, проведенные в институте машиноведения им. А. А. Благонравова РАН [6; 7], в которых обращено внимание на возможности функционирования ДВС в резонансном режиме, позволяющем снизить внутренние потери мощности при одновременном улучшении динамических и эксплуатационных свойств. В этих работах отмечается, что реализация резонансных условий осуществляется при уравновешивании инерционных сил силами упругости газов в камере сгорания не только для двухтактных, но четырехтактных ДВС.

Развитие теории и практики прямого впрыска топлива, перспективы возможности использования водорода как топлива позволяют рассматривать потенциальные возможности использования ДВС с двухтактным циклом действия [8; 9], обладающего рядом известных преимуществ, в том числе, на наш взгляд, возможностью адаптации к резонансному режиму перемещений шатунно-поршневой группы.

Цель работы – определение возможностей снижения механического импеданса ДВС.

Изложение основного материала. Импеданс системы [10] в области резонансных частот принимает минимальное значение, и ДВС имеет возможность эффективно преобразовать энергию топлива в механическую энергию. Механический импеданс является обратной величиной подвижности. В резонансных частотах механический импеданс минимален, что означает меньшую потребность в усилии для перемещения, или же иначе – высокую подвижность системы [10].

Величины мощностей, затрачиваемых в различных режимах холодной прокрутки, наиболее реально показывают потери ДВС, позволяют оценивать его подвижность в различных режимах частоты вращения коленчатого вала. Действия сил в кривошипно-шатунном механизме представлены на рис. 3.

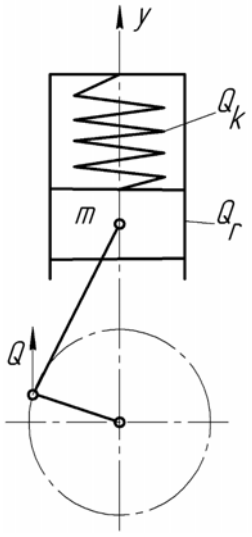

Рис. 3. Схема действия сил в кривошипно-шатунном механизме ДВС.

Запишем уравнение движения поршня массой $m_п$ под действием внешней силы – Q, трения – Q_r и упругой силы – Q_k в виде

$$m\frac{d^2y}{dt^2} = Q + Q_r + Q_k, \qquad (3)$$

где m – приведенная масса шатунно-поршневой группы;

$Q_r = -r\dot{y}$, $Q_k = -ky$, $Q = Q_0e^{j\omega t}$ – силы, действующие на массу m;

r – коэффициент трения;

k – коэффициент упругости;

Q_0 – амплитуда внешней силы;

ω – круговая частота изменения внешней силы.

Обозначим производные по времени $\frac{dy}{dt} = \dot{y}$, $\frac{d^2y}{dt^2} = \ddot{y}$ и запишем уравнение (3) в виде

$$m\ddot{y} + r\dot{y} + ky = Q_0e^{j\varphi t}. \qquad (4)$$

Решение уравнения (4) представим в виде [10]:

$$y = \frac{-jQ_0e^{j\varphi t}}{\omega\left[r + j\left(m\omega - \frac{k}{\omega}\right)\right]}. \qquad (5)$$

Величина $z_m = \left[r + j\left(m\omega - \frac{k}{\omega}\right)\right]$ представляет собой импеданс системы. Импеданс можно преобразовать в виде

$$z_m = |z_m|e^{j\varphi}, \qquad (6)$$

где φ – фазовый угол между силой и скоростью, который определяется как

$$\varphi = \mathrm{arctg}\frac{\left(m\omega - \frac{k}{\omega}\right)}{r}, \qquad (7)$$

а модуль $|z_m|$ определяется как

$$|z_m| = \left[r^2 + \left(m\omega - \frac{k}{\omega}\right)\right]^{\frac{1}{2}}. \qquad (8)$$

Теперь решение уравнения (5) можно записать в виде

$$y = \frac{-jQ_0e^{j(\omega t - \varphi)}}{\omega|z_m|}. \qquad (9)$$

Отсюда видно, что внешняя сила $Q_0 = e^{j\varphi t}$ вызывает перемещение массы

$$y = \frac{Q_0}{\omega|z_m|}\sin(\omega t - \varphi) \qquad (10)$$

и скорость

$$V = \dot{y} = \frac{Q_0}{|z_m|}\cos(\omega t - \varphi). \qquad (11)$$

Скорость массы смещена по фазе относительно скорости на 90°.

Мгновенная мощность P, передаваемая поршню при холодной прокрутке под действием внешней силы, определяется выражением

$$P = \frac{Q_0^2}{|z_m|}\cos\omega t\cos(\omega t - \varphi), \qquad (12)$$

а средняя мощность – выражением

$$P_{ср} = \frac{Q_0^2}{2|z_m|}\cos\varphi = \frac{rQ_0^2}{2|z_m|^2}. \qquad (13)$$

При изменении частоты воздействия силы на поршень средняя мощность проходит через максимум при cosφ = 1, и $m\omega - \frac{k}{\omega} = 0$, т. е. когда шатунно-поршневая масса совершает возвратно-поступательные перемещения в резонансном режиме.

При этом сила и скорость находятся в фазе φ = 0, импеданс z_m принимает свое минимальное значение r, а средняя мощность $P_{ср}$ – максимальное значение:

$$P_{ср}(\max) = \frac{Q_0^2}{2r}. \qquad (14)$$

Кривая зависимости средней мощности $P_{ср}$ от частоты ω на рис. 4 показывает, что существуют условия достижения максимального значения средней мощности: это область резонансной частоты при низком уровне значений импеданса системы.

При эксплуатации двигателей внутреннего сгорания в переходных режимах происходят изменения числа оборотов двигателя для обеспечения потребной мощности.

Определим возможность адаптации условий резонанса к изменениям частоты вращения коленчатого вала. Для этого обратимся к формуле (8), определяющей модуль импеданса системы, идентифицируемой с ДВС в зависимости от возникающих сил трения и инерции.

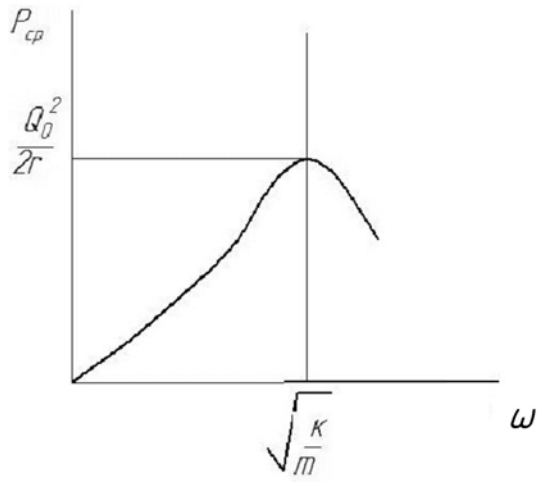

Рис. 4. Зависимость средней мощности $P_{ср}$ от частоты ω.

При малой частоте вращения коленчатого вала инерционные силы, возникающие при возвратно-поступательных перемещениях шатунно-поршневой группы, незначительны, и механические потери возникают в основном от сил трения в подвижных сопряжениях. Для определения этих сил обратимся к экспериментальным исследованиям [11] и построим по полученным табличным данным графики крутящих моментов для холодной прокрутки двигателя ВАЗ 2108 на рекомендуемом масле, а также с плакирующими добавками «Супротек», снижающими трение и износ деталей (рис. 5, кривые 1 и 2, соответственно).

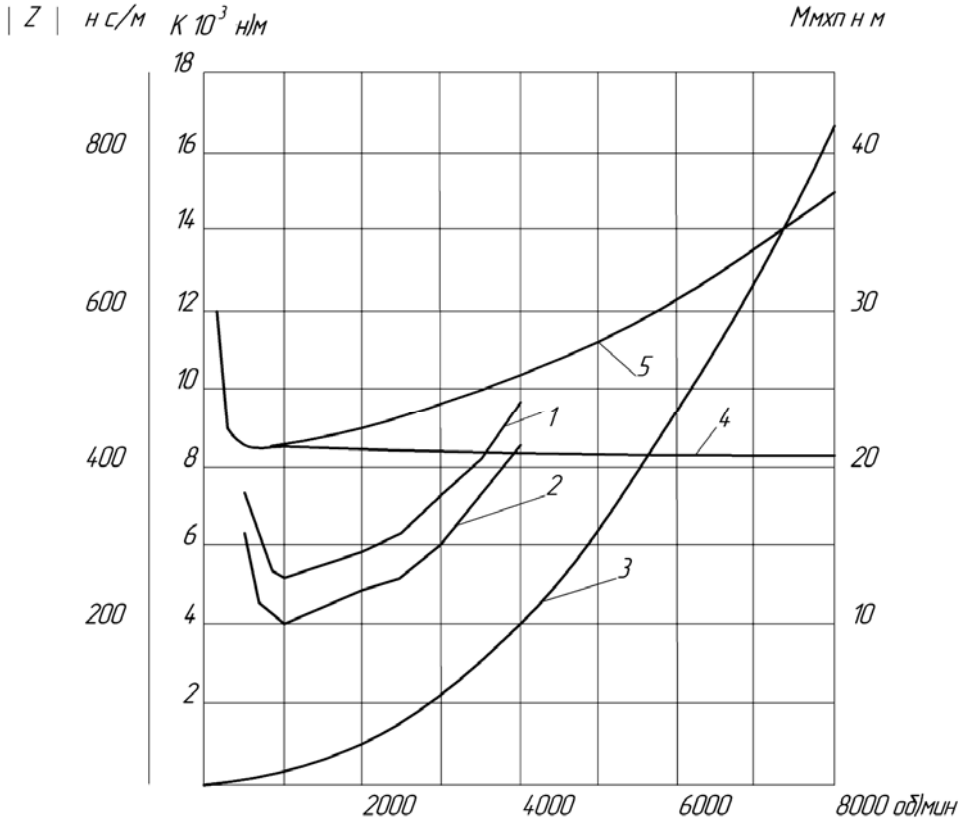

Рис. 5. Графики зависимости модуля импеданса ДВС и коэффициента упругости газов в камере сгорания от оборотов коленчатого вала.

Как видно из графиков момента механических потерь 1 и 2, при частоте оборотов 800–2500 об/мин. зависимость крутящего момента от частоты оборотов двигателя можно приближенно аппроксимировать линейной зависимостью. Учитывая, что порядка 70% механических потерь на трение возникают в паре компрессионное кольцо – цилиндр, разделим силы трения на половину радиуса кривошипа и среднюю скорость трущихся поверхностей и запишем формулу (8) в виде модуля импеданса

$$|z| = \left[\left(436 + \frac{1785}{n}\right)^2 + \left(\frac{\pi m n}{30} - \frac{30k}{\pi n}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}, \quad (15)$$

где k – коэффициент упругости сжатых газов;
n – число оборотов.

Как видно из преобразованной формулы (15), импеданс равен нулю, когда коэффициент упругости сжатых газов в камере сгорания соответствует зависимости, выполняющей условия резонанса:

$$k = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 m. \quad (16)$$

При резонансе кинетическая энергия движущегося поршня преобразуется в потенциальную энергию сжатого газа в камере сгорания с последующим переходом опять в кинетическую энергию движения поршня.

Коэффициент k рассчитан по формуле (16) и графически показан на рис. 5 (кривая 3) для параметров шатунно-поршневой группы двигателя ВАЗ-2108. При резонансе степень подвижности системы определяют только силы трения, а импеданс $|z|$ минимален и соответствует тенденциям изменения кривой 4 на рис. 5. При условии, когда упругость отсутствует (при выкрученных свечах зажигания), импеданс принимает наибольшее значение (рис. 5, кривая 5), т. е. кинетическая энергия поступательного движения частично передается маховику, а остальная часть в конечном счете преобразуется через трение в тепло. Как видно из графиков (кривые 1 и 2), антифрикционная добавка к эксплуатационному маслу уменьшает трение. Соблюдение условий зависимости (16) позволяет инерционную составляющую импеданса максимально уменьшать при изменении оборотов ДВС.

Здесь необходимо отметить, что отрицательными факторами для возникновения резонанса является наличие трения и изменяющиеся эксплуатационные нагрузки в ДВС, влияющие на формирование давления в камере сгорания.

В уравнении (4) для возвратно-поступательных движений поршня при холодной прокрутке сила Q принималась линейной по смещению. Однако значительность амплитуд совершаемых колебаний и упругие свойства сжатого газа в камере сгорания указывают на возможность существования нелинейной зависимости. Существование нелинейности может значительно повлиять на возвращающую силу упругости [12] сжатого газа в камере сгорания. В условиях нелинейности упругость может работать «жестко» или «мягко» в зависимости от того, какой знак принимают нелинейные члены уравнения движения. Нелинейная возвращающая сила упругости может вызвать ударные скачки при больших амплитудах [12] и другие особенности работы ДВС. Ударные скачки, как показывают исследования [13], стабилизируют резонансный режим. Для работы в резонансных режимах наиболее адаптированы двухтактные ДВС [6; 7].

Известные преимущества двухтактных двигателей внутреннего сгорания, в том числе конструктивные возможности использования резонансных режимов, показывают перспективность изысканий по снижению импеданса и, соответственно, повышению показателей экономичности расхода топлива. Параметры упругости в камере сгорания могут регулироваться системой надува воздуха, а при значительных оборотах двигателя противодавление может формироваться ранним воспламенением рабочей смеси в камере сгорания. В этом случае кинетическая энергия возвратно-поступательных масс преобразуется за счет дополнительного давления в нагрев рабочей смеси, а не в трение.

Выводы.

1. Значительным резервом снижения инерционной составляющей импеданса ДВС является формирование резонансных режимов в возвратно-поступательных перемещениях шатунно-поршневой группы.

2. Изменения упругих свойств газов в камере сгорания для достижения резонансных условий можно производить в некоторых пределах путем регулирования давления надува, а также использованием раннего зажигания рабочей смеси.

3. Допущение, принятое в теоретических исследованиях о линейности колебаний поршневой группы, может значительно исказить условия возникновения резонансных колебаний в ДВС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Загайко С. А. Механические потери в двигателях внутреннего сгорания : автореф. дис. ... канд. техн. наук / С. А. Загайко. – Уфа, 1993. – 23 с.
2. Гаркунов Д. Н. Триботехника / Д. Н. Гаркунов. – М. : Машиностроение, 1989. – 328 с.
3. Автомобильные двигатели : учебник для вузов / [В. М. Архангельский, М. М. Вихерт, А. Н. Вои-

нов, Ю. А. Степанов, В. И. Трусов, М. С. Ховах]. – М. : Машиностроение, 1967. – 496 с.
4. Иващенко Н. Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем : учебник для вузов / Н. Н. Иващенко. – [изд. 4-е, перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1978. – 736 с.
5. Pasricha M. S. Effect of the reciprocating mass of slider-crank mechanism on torsional vibrations of diesel engine systems / M. S. Pasricha, F. M. Hashim // ASEAN Journal on Science and Technology for Development. – 2006. – Vol. 23. – № 1. – P. 71–81.
6. Асташев В. К. О новых направлениях использования явления резонанса в машинах / В. К. Асташев // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2011. – № 8. – С. 10–15.
7. Алейников И. А. Параметры резонансного режима работы поршневого двигателя / И. А. Алейников, Р. Е. Лисицин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2006. – № 3. – С. 100–104.
8. Корогодский В. А. Двухтактные или четырехтактные двигатели – перспективы развития двигателестроения [Электронный ресурс] / В. А. Корогодский. – Режим доступа : http://kirilyukmotors.ucoz.ru/publ/2-1-0-3.
9. The Two-Stroke Engine, Reconsidered [Электронный ресурс] // Technology review. – Режим доступа : http://www.technologyreview.com/energy/26262/.
10. Дружинский И. А. Механические цепи / И. А. Дружинский. – Л. : Машиностроение (Ленинградское отд-ние), 1977. – 240 с.
11. Отчет о научно-исследовательской работе. Экспериментальное исследование влияния препарата «Супротек» на технико-экономические, экологические и ресурсные показатели двигателя с искровым зажиганием [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.suprotec.ru/user/Otchet_Politeh.doc.
12. Пейн Г. Физика колебаний и волн / Г. Пейн ; [пер. с англ. А. Л. Колоюлова ; под ред. проф. Г. В. Скроцкого]. – М. : Мир, 1979. – 392 с.
13. Тондл А. Автоколебания механических систем / А. Тондл ; [пер. с англ. А. А. Кобринского ; под ред. К. Ф. Фролова]. – М. : Мир, 1979. – 432 с.

УДК 629.017

Подригало М. А., Клец Д. М.

МАНЕВРЕННОСТЬ И УПРАВЛЯЕМОСТЬ КОЛЕСНЫХ МАШИН. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОНЯТИЙ И КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ

Запропоновано уточнені формулювання понять маневреності й керованості, а також критерії для їхньої оцінки. Як зазначені критерії запропоновано час здійснення маневру, прискорення при повороті й кутовій швидкості.

Ключові слова: *маневреність, керованість, кваліметрія, автомобіль.*

Предложены уточненные формулировки понятий маневренности и управляемости, а также критерии для их оценки. В качестве указанных критериев предложены время совершения маневра, ускорение при повороте и угловая скорость.

Ключевые слова: *маневренность, управляемость, квалиметрия, автомобиль.*

The specified formulations of manoeuvrability and controllability concepts and also criteria for their estimation are offered. As the specified criteria maneuver fulfillment time, turn accelerationt and angular speed are offered.

Key words: *manoeuvrability, controllability, qualimetry, vehicle.*

Постановка проблемы. Маневренность является одним из наиболее важных эксплуатационных свойств колесных машин. Управляемость является одним из наиболее важных свойств маневренности и характеризует способность колесной машины адекватно реагировать на управляющее воздействие. Не выработано общее мнение по определению вышеуказанных понятий.

Анализ последних достижений и публикаций. В настоящее время в литературе отсутствует общее мнение относительно формулировки понятий маневренности и управляемости колесных машин.

В энциклопедической литературе [1] понятие «маневренность» формулируется как совокупность основных навигационных качеств судна (или самолёта), обеспечивающих быстрое изменение направления (траектории) и скорости движения под действием рулей и других органов управления. Там же применительно к железнодорожному транспорту дано определение понятия «маневр». Маневр – это передвижение локомотивов и вагонов по станционным путям. Применительно к автомобилям понятие «маневр» в указанной литературе не определено.

Наиболее известным исследованием, посвященным маневренности автомобилей и автопоездов, является работа Я. Х. Закина, в которой дано следующее определение: маневренность автомобиля и автопоезда представляет собой совокупность таких свойств, которые обеспечивают возможность беспрепятственного поступательного криволинейного движения их по опорной поверхности, имеющей ограничения в размерах

своей свободной (проезжей) площади и её форме [2].

В работе [2]. приведена структура свойств маневренности, включающая более простые свойства: управляемость, поворотливость и вписываемость. Показано, что в основе маневренных свойств подвижного состава лежит его управляемость. Управляемость, в свою очередь, включает в себя три более простых свойства: поворачиваемость, устойчивость и лёгкость управления. Поворотливость характеризует способность колесной машины к повороту с малым радиусом, и её показатели ограничиваются устойчивостью при установившемся движении (повороте). Вписываемость – свойство подвижного состава, обеспечивающее соответствие его габаритной полосы криволинейного движения ограничениям на опорной поверхности. Вписываемость – свойство подвижного состава более широкое, нежели поворотливость, так последнее является одним из элементов вписываемости без учёта внешних факторов, ограничивающих поворотливость [2].

Управляемое криволинейное движение машины возможно лишь при воздействии водителя на управляемые колеса. Следует отметить также, что поворот можно осуществлять не только поворотом колес вокруг оси, но также и путём создания разности крутящих, тормозных моментов и угловых скоростей на колесах левого и правого бортов машины [3; 4]. В этом случае, с позиции теории автоматического управления, все колеса машины являются управляемыми. Для того чтобы отличать в терминологии поворачиваемые в плоскости дороги колеса при кинематическом [3; 4] способе поворота машины от остальных, указанные колеса логичнее называть управляемые направляющие или, просто, направляющие колеса. Также должны называться мосты, на которых установлены направляющие колеса.

Управляемое криволинейное движение отличается от неуправляемого степенью определённости, т. е. степенью соответствия формы траектории движения машины управляющим воздействиям водителя [2].

Неуправляемое движение (возмущённое движение) вызывается разного рода возмущениями (порывом ветра, поперечным уклоном дороги, неровностями дороги или вынужденными причинами [2]).

В табл. 1 приведены формулировки понятия «управляемость», предложенные различными авторами.

Таблица 1.

Определение понятия управляемости колесных машин, приведенные в работах различных авторов.

Автор	Формулировка понятия управляемости
Литвинов А. С. [5]	Управляемость автомобиля – совокупность его свойств, характеризующих возможность изменять в соответствие с желанием водителя направление движения и траекторию направляющей точки. Под направляющей понимается точка, положение которой в заданный момент определяет оптимальный характер движения.
Чудаков Е. А. [6]	Под управляемостью автомобиля разумеется его способность при движении следовать повороту управляемых колес. Плохая управляемость автомобиля характеризуется стремлением автомобиля самопроизвольно изменять направление движения (вилянье), а при повороте рулевого колеса двигаться по кривой, не точно соответствующей повороту управляемых колес.
Смирнов Г. А. [7]	Под управляемостью понимают свойство колесной машины, определяющее её способность подчиняться управляющему воздействию.
Аксёнов П. В. [8]	Под управляемостью и устойчивостью понимают свойства автомобиля как объекта регулирования, обеспечивающие исполнение управляющего воздействия от человека с необходимой точностью, быстродействием и малой утомляемостью водителя, сохранение заданного режима и параметров движения при различных внешних воздействиях.
Гуськов В. В. и др. [9]	Управляемость – свойство машины подчиняться действиям водителя по сохранению заданного направления движения или изменять его в соответствии с воздействием на рулевое управление.
Цимбалин В. В. и др. [10]	Управляемость системы «водитель – автомобиль – дорожная среда» – это способность автомобиля, управляемого водителем, сохранять заданное направление движения или изменять его по желанию водителя воздействием на рулевое управление в определённых условиях.
Закин Я. Х. [2]	Управляемость – свойство подвижного состава двигаться по траекториям различной кривизны в результате действия водителя на органы управления – рулевое колесо и, через рулевой привод – на управляемые колеса. Управляемость проявляется независимо от компоновки габаритных размеров подвижного состава и геометрических параметров дорог.

Проект рекомендаций Семинара НАМИ по устойчивости и управляемости автомобиля [5]	Управляемость – способность управляемого водителем автомобиля сохранять заданное направление движения при минимальных корректировках со стороны водителя и изменять его по желанию водителя в соответствии с изменением положения органов управления.
Фалькевич Б. С [11]	Управляемость – качество, обеспечивающее движение в направлении, заданном водителем.
Яковлев Н. А., Диваков Н. В. [12]	Под управляемостью автомобиля понимается совокупность свойств, обеспечивающих ему сохранение прямолинейного движения и соответствие действительного направления движения направлению, задаваемому управляемыми колесами.

Анализ предлагаемых формулировок позволил определить их достоинства и недостатки. Например, в формулировке, предложенной А. С. Литвиновым [5], речь идёт только об изменении направления движения (направления вектора скорости), но ничего не сказано об изменении самой скорости. Ведь маневрирование и управление движением колесной машины – это не только поворот, но ещё и разгон, торможение, переход на движение задним ходом, движение «крабом» [4; 13]. В работах [9; 10] даны идентичные определения понятия управляемости, но, к сожалению, управляемость в них смешана с устойчивостью в установившемся режиме движения. Конечно, устойчивость при управляемом повороте – это составное свойство устойчивости, но при этом направление движения изменяется. Кроме того, указанное определение также относится только к управлению поворотом колесной машины.

Определение, данное Я. Х. Закиным [2], более чётко отражает взаимосвязь управляющих действий водителя с изменением кривизны траектории, но также касается только управления поворотом колесной машины. Более логичной является формулировка, предложенная Г. А. Смирновым [7]. Однако в ней отсутствует ответ на вопрос: «А как автомобиль должен подчиняться управляющему воздействию?» В этом смысле формулировка определения управляемости, предложенная П. В. Аксеновым [8] даёт ответ на указанный вопрос. Однако в этой формулировке опять присутствует понятие устойчивости в установившемся режиме движения.

Е. А. Чудаков первым из автомобилистов предложил формулировку понятия управляемости [6]. В тот период времени ещё не получила широкого развития (и даже была запрещена) техническая кибернетика и теория автоматического управления. Поэтому приведённое в работе [6] определение управляемости упрощено, в нем присутствует неопределённость требования «точно следовать повороту управляемых колес». Недостатком указанной формулировки является также то, что траектория и параметры движения автомобиля определяются не только поворотом управляемых колес, но и целым рядом других конструктивных эксплуатационных факторов, не всегда проявляющихся. Аналогичное замечание можно сделать по отношению к формулировке, данной Н. А. Яковлевым и Н. В. Диваковым [12].

В формулировке, предложенной на семинаре НАМИ по управляемости [5], как и в работах [9; 10], управляемость рассматривается как при повороте, так и для случая движения по прямой. Это в очередной раз показывает необходимость рассмотрения управляемости колес как одного из составляющих свойств более общего (комплексного) свойства курсовой устойчивости при установившемся движении на прямолинейном участке пути.

Целью исследования является уточнение понятий маневренности и управляемости колесных машин с кибернетических позиций и разработка критериев для их квалиметрической оценки.

Изложение основного материала.

Уточнение понятий маневренности и управляемости колесных машин. С позиций теории автоматического управления [14], объект считается полностью управляемым, если существует такое управляющее воздействие $u(t)$, определённое на конечном интервале времени $t_0 \le t \le t_K$, которое переводит его из любого начального состояния $\bar{x}(t_0)$ в любое заданное конечное состояние $\bar{x}(t_K)$. Чтобы осуществить такой перевод, управляющее воздействие должно прямо или косвенно влиять на все переменные состояния. Это условие называется условием наблюдаемости.

Управляемый объект (или автоматическая система) называются полностью наблюдаемыми, если все переменные состояния входят в выражение для управляемой величины [14]. Понятия управляемости и наблюдаемости важны, например, тогда, когда алгоритм управления формируется не в зависимости от ошибок системы, а в функции переменных состояния [14]:

$$u = u(x_1, x_2 \ldots x_n), \qquad (1)$$

где $x_1, x_2, \ldots x_n$ – переменные состояния.

Однако в предложенном выше смысле они не всегда совпадают с практическими представлениями. Даже если какая-либо переменная со-

стояния и может быть вычислена по доступным для измерения выходным величинам, обработка этих величин, особенно при наличии помех, может быть сложной.

Поэтому практически наблюдаемыми переменными обычно считаются те из них, которые могут быть непосредственно измерены теми или иными датчиками [14].

Таким образом, в работе [14] сделан вывод о том, что управляемость и наблюдаемость – это свойства не самого объекта (или системы), а его математической модели в виде уравнений состояния.

В общем случае вход объекта управления [15] является функцией переменных состояния, т. е.:

$$u(t) = f[x(t)]. \qquad (2)$$

Уравнение (2) обычно называют законом управления.

Уравнением состояния, или математической моделью системы называется её описание на каком-либо формальном языке, позволяющем выводить суждения о некоторых чертах поведения этой системы при помощи формальных процедур над её описанием [16].

Поскольку математическое описание не может быть всеобъемлющим и идеально точным, то математические модели описывают не реальные системы, а их упрощённые (гомоморфные) модели [16]. Поэтому уровень наблюдаемости любой управляемой системы определяется степенью приближения математической модели к описанию реальной системы, т. е. количеством переменных состояния.

Низкий уровень наблюдаемости влечёт за собой снижение функциональной стабильности объекта. Управление (стабильность) – свойство объекта сохранять свои функциональные свойства во времени, в связи с чем определение управляемости, предложенное Е. А. Чудаковым [6], характеризует низкий уровень наблюдаемости объекта управления (автомобиля), поскольку поворот направляющих колес не соответствует требуемому направлению движения машины ввиду большого количества переменных состояния и неучтённых в матмодели факторов.

Фирма Audi [17] разработала мехатронную систему активного рулевого управления Audi Dynamic Steering. Принцип работы указанной системы заключается в том, что она к углу поворота, задаваемому водителем, добавляет дополнительный угол. Для этого предусмотрен специальный механизм с электроприводом и планетарной передачей фирмы ZF-Lenksysteme.

Полная система улучшает управляемость колесной машины (автомобиля). Устойчивость процесса управления можно оценить по времени перехода из одного устойчивого состояния в другое (из одного состояния равновесия в другое).

Равновесие (баланс) – сумма сил или моментов, равная нулю. Уравнение – вывод из равновесного состояния, при этом сумма сил или моментов уже не равна нулю, что приводит к появлению ускорения (линейного или углового).

Переходным процессом называются изменения регулируемой величины и других величин во времени, возникающие при переходе из одного состояния равновесия в другое (рис. 1).

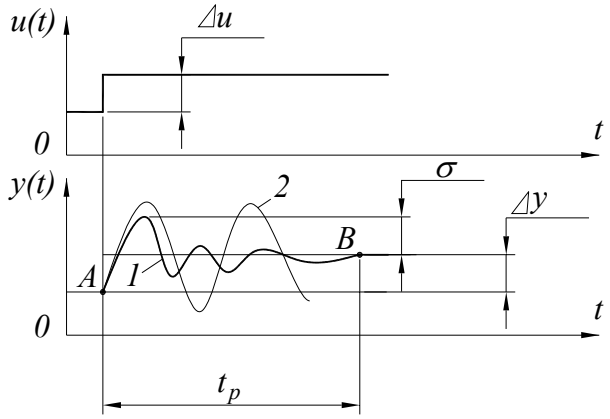

Рис. 1. Переходный процесс в управляемой системе: 1 – устойчивый переходной процесс; 2 – неустойчивый переходной процесс; σ – перерегулирование; $t_р$ – время регулирования; *y*(*t*) – управляемый параметр; Δ*y* – изменение управляемого параметра в результате управляющего воздействия; Δ*u* – управляющее воздействие.

Исследование переходного процесса включает в себя оценку его устойчивости и качества. Определяется перерегулирование σ, время регулирования $t_р$ и колебательность. Если качество переходного процесса неудовлетворительно, то ставится задача такого выбора параметров, при которых переходный процесс удовлетворяет заданным требованиям. Это задача синтеза.

Маневрирование можно также рассматривать как переходной процесс от одного режима установившегося движения к другому. Манёвр может быть простым и сложным. Простой манёвр осуществляется при одном или нескольких одновременных (параллельных) управляющих воздействиях. Сложный манёвр представляет собой совокупность последовательных установившихся и неустановившихся режимов движения, реализуемых при совокупности нескольких последовательных управляющих воздействий. Простой манёвр – разгон, торможение и движение по замкнутой круговой траектории с постоянной угловой скоростью ω_Z. Сложный манёвр – поворот, маневрирование в условиях ограниченного пространства и т. д.

Следует различать и терминологию. Маневрирование – это процесс, а манёвр – законченное действие.

Таким образом, можно дать уточненные определения маневрирования и управляемости. *Маневрирование* – это макропереходный процесс движения колесной машины, сопровождающийся изменением вектора скорости за счет выполнения управляющих воздействий водителя или автоматического управляющего устройства. При сложном манёвре происходит многократное последовательное изменение вектора скорости. *Управляемость* колесной машины (автомобиля) – это характеристика ее способности адекватно реагировать на управляющее воздействие. Адекватность подразумевает верное, точное воспроизведение [1].

Критерии квалиметрической оценки маневренности и управляемости колесных машин. Управляемым параметром $y(t)$ при маневрировании является курсовой угол $\psi(t)$. Под курсовым углом понимается угол между направлениями векторов скорости центра масс и направляющей точкой автомобиля [5]. В работе [5] под направляющей понимается точка, положение которой в заданный момент определяет оптимальный характер движения автомобиля. Если в качестве направляющей точки принят полюс поворота (проекция центра поворота на продольную ось машины), то курсовой угол – это угол между направлением вектора скорости центра масс и продольной осью автомобиля. В рассматриваемый момент времени курсовой угол – угол между направлениями продольной оси и направлением скорости центра масс. При повороте машины изменение курсового угла – это угол между направлениями продольной оси колесной машины в начальный и конечный момент времени совершения маневра. В процессе маневрирования текущее значение курсового угла колесной машины в момент времени t.

$$\psi(t)=\int_{t_0}^{t}\omega_Z(t)dt\,, \qquad (3)$$

где $\omega_Z(t)$ – угловая скорость машины.

При $\omega_Z = \text{const}$

$$\psi(t) = \omega_Z \cdot t. \qquad (4)$$

Рассмотрим в качестве примера маневр колесной машины – поворот. Поворот представляет собой сложный манёвр, поскольку осуществляется за счет двух последовательных управляющих воздействий.

Переходной процесс для направляющих колес происходит при входе машины в поворот и выходе из него – это процесс их поворота от начального положения до положения, соответствующего установившемуся повороту. Управляемым параметром в этом случае является средний по левому и правому колесам угол поворота $\overline{\alpha}(t)$:

$$\overline{\alpha}(t)=\int_{0}^{t_p}\omega_{K_Z}(t)dt, \qquad (5)$$

где $\omega_{K_Z}(t)$ – угловая скорость направляющих колес в плоскости дороги.

Установившееся движение на повороте характеризуется постоянной средней линейной скоростью $\overline{V}$ и постоянным средним радиусом поворота $\overline{R}$ (постоянной средней кривизной траектории движения $\vec{K}=1/\vec{R}$).

Если эти параметры являются установившимися, то установившейся является и средняя угловая скорость машины в плоскости дороги

$$\overline{\omega}_Z=\overline{V}/\overline{R}=\overline{V}\cdot\overline{K}=\text{const}, \qquad (6)$$

представляющая собой критерий поворотливости машины [18]. Поворотливость может быть мгновенная и средняя по углу поворота машины и времени совершения маневра машиной.

Мгновенная поворотливость машины

$$\omega_Z=\frac{d\psi}{dt}\,. \qquad (7)$$

В установившейся стадии процесса поворота $\omega_Z = \text{const}$ и $\frac{d\psi}{dt}=0$, а в неустановившейся стадии $\omega_Z \neq \text{const}$ и $\frac{d\psi}{d}\neq 0$.

Средняя поворотливость колесной машины может являться критерием маневренности

$$\overline{\omega}_Z=\Delta\psi/t_{\text{ман}}\,, \qquad (8)$$

где $\Delta\psi$ – изменение курсового угла за время поворота (маневра) машины;

$t_{\text{ман}}$ – время совершения сложного маневра,

$$t_{\text{ман}} = t_{\text{вх}} + t_{\text{уст}} + t_{\text{вых}}; \qquad (9)$$

$t_{\text{вх}}$, $t_{\text{уст}}$, $t_{\text{вых}}$ – длительность времени входа в поворот, установившегося поворота и выхода из него.

Следовательно,

$$\Delta\psi = \Delta\psi_{\text{вх}} + \Delta\psi_{\text{уст}} + \Delta\psi_{\text{вых}}, \qquad (10)$$

где $\Delta\psi_{\text{вх}}$, $\Delta\psi_{\text{уст}}$, $\Delta\psi_{\text{вых}}$ – изменения курсового угла машины на этапах входа в поворот, установившегося поворота и выхода из него.

После подстановки (9) и (10) в уравнение (8) получим

$$\overline{\omega}_Z=\frac{\Delta\psi_{\text{вх}}+\Delta\psi_{\text{уст}}+\Delta\psi_{\text{вых}}}{t_{\text{вх}}+t_{\text{уст}}+t_{\text{вых}}}=\frac{\omega_{Z\,\text{уст}}\cdot t_{\text{уст}}+\Delta\psi_{\text{пер}}}{t_{\text{ман}}}, \qquad (11)$$

где $\omega_{Z_{\text{уст}}}$ – угловая скорость машины в установившейся стадии поворота,

$$\omega_{Z_{\text{уст}}}\frac{\Delta\psi_{\text{уст}}}{t_{\text{уст}}}=\text{const}; \qquad (12)$$

$\Delta\psi_{\text{пер}}$ – суммарное изменение курсового угла за время протекания переходных процессов $t_{\text{пер}}$,

$$\Delta\psi_{\text{пер}} = \Delta\psi_{\text{вх}} + \Delta\psi_{\text{вых}}; \qquad (13)$$

$t_{пер}$ – суммарная длительность переходных процессов входа в поворот и выхода из него,

$$t_{пер} = t_{вх} + t_{вых}. \quad (14)$$

Предположим, что $\overline{\omega}_Z = \omega_{Z_{уст}}$. Выражение (11) в этом случае примет вид

$$\omega_{Z_{уст}} = \omega_{Z_{уст}} \frac{t_{уст}}{t_{ман}} + \frac{\Delta\psi_{пер}}{t_{ман}}. \quad (15)$$

Отсюда находим

$$\omega_{Z_{уст}} = \frac{\Delta\psi_{пер}}{t_{ман} - t_{уст}} = \frac{\Delta\psi_{вх} + \Delta\psi_{вых}}{t_{вх} + t_{вых}}. \quad (16)$$

Время манёвра $t_{ман}$ и средняя скорость совершения маневра $\overline{\omega}_Z$ могут являться критериями маневренности (её количественной характеристикой).

Таким образом, можно дать определение уровню маневренности (маневренности). Маневренность – это сложное (комплексное) эксплуатационное свойство, характеризующее способность колесной машины осуществлять маневр (маневрирование) на ограниченном пространстве с требуемой точностью и быстродействием.

При более сложном маневре необходимо рассматривать суммарное время маневра и среднюю скорость совершения маневра

$$t_{ман_Z} = \sum_{i=1}^{n} t_{ман_i} \quad (17)$$

где $t_{ман_i}$ – время совершения i-го составляющего простого маневра;

n – число составляющих этапов маневрирования.

$$\overline{\omega}_Z^{общ} = \frac{\Delta\psi_Z}{t_{ман_Z}}, \quad (18)$$

где $\Delta\psi_Z$ – суммарное изменение курсового угла колесной машины при сложном маневре.

Поворот – это маневр, сопровождающий изменением $\Delta\psi$ курсового угла. При других видах маневра (разгон, торможение, переход с прямого хода на задний ход колесной машин, движение «крабом») следует также использовать время маневра $t_{ман}$ и среднюю линейную скорость совершения маневра

$$\overline{V} = \frac{S_{ман}}{t_{ман}}, \quad (19)$$

где $S_{ман}$ – путь, проходимый колесной машиной за время маневра.

При сложном маневре необходимо рассматривать суммарную длину пути маневрирования $S_{ман_\Sigma}$, которая определяется как

$$S_{ман_\Sigma} = \sum_{i=1}^{n} S_{ман_i}, \quad (20)$$

где $S_{ман_i}$ – длина пути i-го этапа маневрирования.

Таким образом, полученные зависимости позволяют произвести квалиметрическую оценку свойств маневренности, управляемости и поворотливости колесных машин.

Выводы.

1. В результате проведенного смыслового анализа известных определений маневренности и управляемости колесных машин, на основе кибернетического подхода предложены уточнённые формулировки, позволяющие более корректно определить указанные эксплуатационные свойства.

2. Определено, что маневры бывают простые и сложные. Простой манёвр осуществляется при одном или нескольких одновременных (параллельных) управляющих воздействиях. Сложный маневр представляет собой совокупность последовательных установившихся и неустановившихся режимов движения, реализуемых при совокупности нескольких последовательных управляющих воздействий.

3. Критериями маневренности могут являться время ее совершения, а также средняя по времени скорость выполнения маневра. Критерием управляемости – ускорение (угловое или линейное), возникающее при управляющем воздействии. Угловая скорость колесной машины при повороте может являться критерием поворотливости при установившемся повороте.

ЛИТЕРАТУРА

1. Энциклопедический словарь : в 3-х т. / под редакцией Б. А. Введенского. Том 2. – М. : Изд-во БСЭ, 1954. – 720 с.
2. Закин Я. Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я. Х. Закин. – М. : Транспорт, 1986. – 136 с.
3. Чайковский И. П. Рулевое управление автомобилей / И. П. Чайковский, П. А. Саломатин. – М. : Машиностроение, 1987. – 176 с.
4. Бобошко А. А. Нетрадиционные способы поворота колесных машин / А. А. Бобошко. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2006. – 172 с.
5. Литвинов А. С. Устойчивость и управляемость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
6. Чудаков Е. А. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М. ; Л. : Машгиз, 1940. – 396 с.
7. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин / Г. А. Смирнов. – М. : Машиностроение, 1990. – 352 с.
8. Аксенов П. В. Многоосные автомобили / П. В. Аксенов. – М. : Машиностроение, 1989. – 280 с.
9. Тракторы. Теория / [В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Н. Е. Атаманов, Н. Д. Бочаров, И. П. Ксеневич, А. С. Солонский] ; под ред. В. В. Гуськова. – М. : Машиностроение, 1988. – 376 с.
10. Испытания автомобилей / [В. В. Цимбалин, В. Н. Кравец, С. М. Кудрявцев, И. Н. Успенский, В. И. Песков]. – М. : Машиностроение, 1978. – 199 с.

11. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля / Б. С. Фалькевич. – М. : Гос. научн.-техн. изд-во машиностроительной литературы, 1963. – 239 с.
12. Яковлев Н. А. Теория автомобилей / Н. А. Яковлев, Н. В. Диваков. – М. : Высшая школа, 1962. – 300 с.
13. Подригало М. А. Управляемость и устойчивость автомобиля. Определение понятий / М. А. Подригало // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 11. – С. 22–23.
14. Бессекерский В. А. Теория систем автоматического управления / В. А. Бессекерский, Е. П. Попов. – СПб. : Профессия, 2004. – 752 с.
15. Филлипс Ч. Системы управления с обратной связью / Ч. Филлипс, Р. Харбор. – М. : Лаборатория Базовых знаний, 2001. – 616 с.
16. Лернер А. Я. Начало кибернетики / А. Я. Лернер. – М. : Наука, 1967. – 400 с.
17. Wolfang D. Entwicklung einesuberlagerung-lenkung / Dick Wolfang, Holle Michael // ATZ. Automobiltechn. – 2003. – V. 105. – № 5. – S. 448–456.
18. Динамика автомобиля / [М. А. Подригало, В. П. Волков, А. А. Бобошко, В. А. Павленко, В. Л. Файст, Д. М. Клец, В. В. Редько] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.

УДК 629.33

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

СПОСОБ ПРОВЕРКИ КИНЕМАТИЧЕСКОГО СООТВЕТСТВИЯ МЕЖДУ СОБОЙ СДВОЕННЫХ ШИН КОЛЕС АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Пропонується методика і схема стенда для проведення діагностики технічного стану шин по зносу протекторів і виникнення кінематичної невідповідності безпосередньо після або протягом рейсу транспортного засобу.

Ключові слова: *температура шин, кінематична відповідність шин, діаметр шин.*

Предлагается методика и схема стенда для проведения диагностики технического состояния шин по износу протекторов и возникновению кинематического несоответствия непосредственно после или в течение рейса транспортного средства.

Ключевые слова: *температура шин, кинематическое соответствие шин, диаметр шин.*

The method and location of the stand for the diagnostics of technical condition of tires for tread wear and appearance of the kinematic mismatch immediately after or during the flight vehicle

Key words: *temperature of tires, the kinematic line of tires, tire diameter.*

Постановка проблемы. Изменения величин давления в шинах, достаточно широкие поля допусков на геометрические размеры (свободный диаметр) шин при их изготовлении, изменения кинематических радиусов колес при движении на скруглениях дороги приводят к тому, что в условиях эксплуатации сдвоенные или установленные в ряд колеса испытывают разную нагрузку. Их протекторы неодинаково изнашиваются и нарастает разница свободных диаметров шин. Возникает кинематическое несоответствие шин колес, а следовательно, неодинаковый их нагрев, часто выше допустимых пределов.

Заводы-изготовители гарантируют для грузовых автомобилей до 50000 км пробега шин, после которого их необходимо заменять, так как дальнейшая эксплуатация может привести к негативным последствиям. Однако автохозяйства не проверяют шины на кинематическое соответствие друг другу и, как правило, не фиксируют пробег каждой шины в отдельности в течение срока её эксплуатации. Кинематическое несоответствие шин нарастает и ведет к усиленному обоюдному их износу.

Анализ последних достижений и публикаций. Известен способ [1] для проверки кинематического соответствия сдвоенных шин колес транспортного средства. Он включает установку сдвоенных шин на опорную поверхность, движение по ней при нагрузке, фиксирование изменения диаметров протекторов, и по их совпадению или разнице судят о кинематическом соответствии или несоответствии.

Недостатком указанного способа является то, что для его осуществления требуется сложное и громоздкое оборудование, а также энергетические затраты для привода сдвоенных колес на беговом барабане.

Существует другая система контроля состояния шин, осуществляемого по давлению воздуха в них [2]. Для получения информации используются датчики, вставляемые прямо на обод колеса. Они измеряют давление и температуру, затем отсылают эту информацию через компактный передатчик, работающий на частоте в несколько сотен мегагерц на рабочее место водителя. Система работает от батареек, передача происходит только при движении автомобиля и

только в том случае, если давление отличается от записанного в памяти.

Некоторые системы работают и «в статике» [3], передавая сигнал один раз в 24 часа. Приемник собирает показания от 4 датчиков и передает водителю сигнал тревоги в виде включения светодиода и звукового сигнала. Более сложные устройства могут отображать на дисплее картинку с указанием точного давления в шинах в данный момент.

Несовершенством данной методики является то, что на дисплей не передается текущая температура шины. Лишь по достижении температуры +75°С начинает подаваться звуковой или световой сигнал в салон автомобиля.

Цель статьи – разработка способа бесконтактной проверки состояния шин сдвоенных колес непосредственно после рейсового пробега транспортного средства путем замера температуры на их боковых поверхностях.

Изложение основного материала. Предлагается способ проверки кинематического соответствия друг другу сдвоенных шин колес транспортных средств по рабочей температуре их боковых поверхностей после рейсового пробега. Новым в предлагаемом способе является то, что на внешние боковые поверхности шин одновременно направляют лучи инфракрасных пирометров. Световые пятна лучей инфракрасных пирометров располагают в точках сопряжения протектора с боковой поверхностью шины. Отраженными лучами фиксируют температуру каждой шины на дисплеях инфракрасных пирометров и по совпадению или разнице их показаний судят о кинематическом соответствии или несоответствии шин.

Установка сдвоенных шин колес на опорную поверхность и одновременное направление на их внешние боковые поверхности лучей инфракрасных пирометров позволяет в равных условиях снимать их температурные показания. Расположение световых пятен лучей инфракрасных пирометров в точках сопряжения протектора с боковой поверхностью каждой шины позволило приблизить точку замера температуры к наиболее нагретой зоне шины, а также избежать искажений, вызванных изолирующим действием пыли и загрязнений после пробега транспортного средства.

Фиксирование температуры каждой шины отраженными лучами пирометров на дисплеях позволило по разности их показаний судить о появлении кинематического несоответствия сдвоенных шин не только для исследовательских целей, но и непосредственно по окончании (или в течение) рейсового пути без применения сложных установок.

На рис. 1 изображена схема проверки кинематического соответствия сдвоенных шин колес транспортного средства.

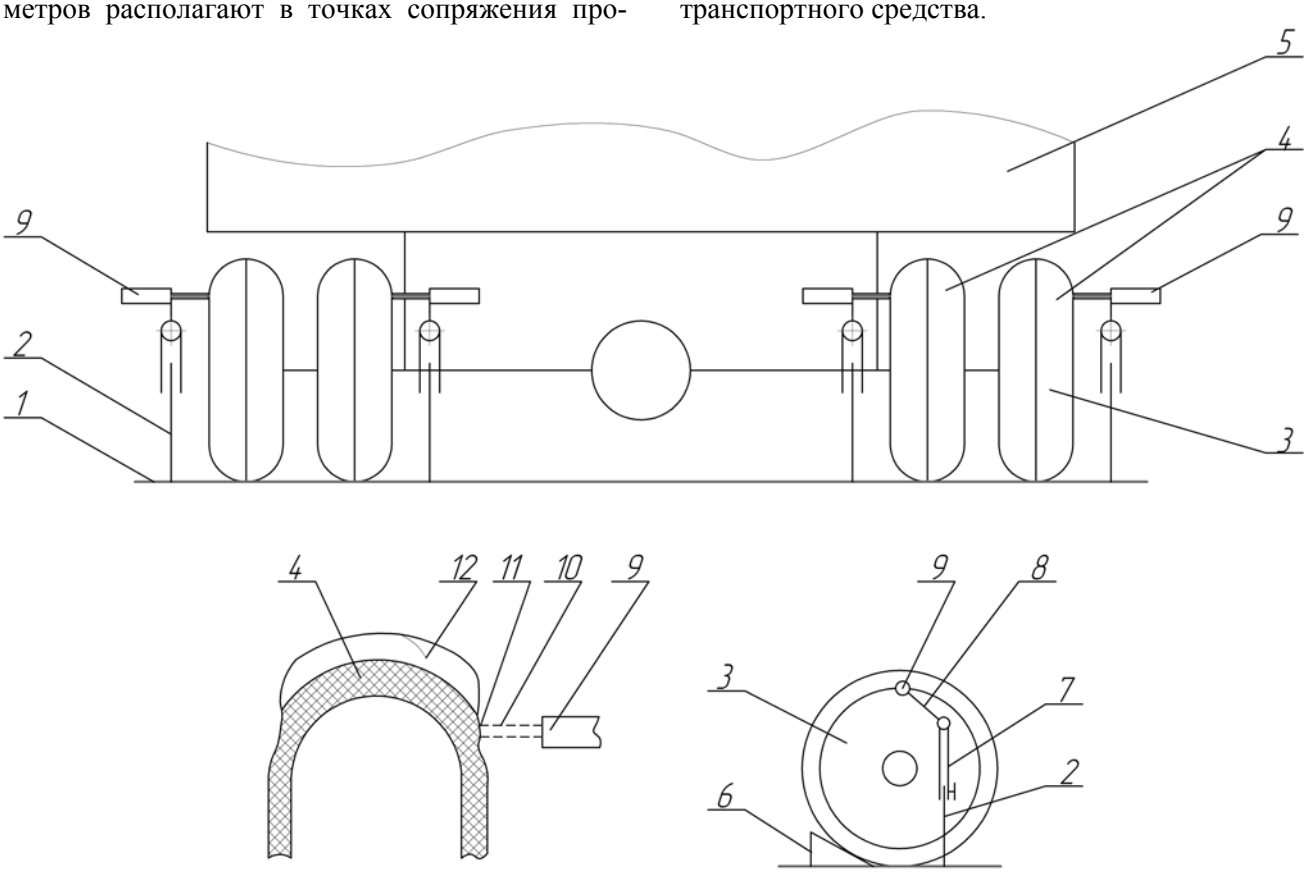

Рис. 1. Схема проверки кинематического соответствия сдвоенных шин колес транспортного средства.

Способ осуществляют на стенде, на опорной поверхности 1 которого закреплены телескопические штанги 2, расположенные на расстоянии, достаточном для заезда между ними колес 3 со сдвоенными шинами 4 транспортного средства 5, и упоры 6 для фиксации колес против указанных штанг. На подвижных звеньях 7 штанг 2 закреплены рычаги 8 с возможностью поворота в продольных плоскостях и установленными на них инфракрасными пирометрами 9. Для проверки кинематического соответствия сдвоенных шин 4 транспортное средство 5 незамедлительно после рабочего пробега заводят между штангами 2 на опорную поверхность 1 до упоров 6, включают инфракрасные пирометры 9 и перемещением телескопических штанг 2 и рычагов 8 направляют лучи 10 указанных пирометров на боковые поверхности шин 4 так, чтобы их пятна 11 находились на вертикальной плоскости в точках сопряжения протекторов 12 с боковой поверхностью каждой шины 4. Отраженные лучи пирометров 9 передают температуру шин на дисплеи. Выбор расположения светового пятна 11 луча 10 инфракрасного пирометра 9 обусловлен тем, что края протектора 12 соединяются с боковой поверхностью шины на расстоянии 3–4 см от поверхности его контакта с полотном дороги и, следовательно, являются значительно менее загрязненными, но имеют практически равную с ним температуру, что позволяет снимать показания пирометров без искажения от загрязнения протектора.

Применение предлагаемого способа в исследовательских и производственных целях обеспечит просто, надежно и доступно каждому автохозяйству возможность проводить диагностику сдвоенных шин на транспортном средстве и при кинематическом их несоответствии принимать меры к выравниванию давления воздуха.

Выводы. Применение данного способа позволяет доступными средствами получить достаточно точную для исследовательских и практических целей информацию о состоянии кинематического соответствия шин после рейсового пробега или во время кратковременных остановок. Снабжение транспортного средства инфракрасным пирометром позволяет периодически во время длительных рейсов в тяжелых условиях водителем контролировать кинематическое соответствие шин сдвоенных колес и при необходимости приводить в соответствие путем изменения давления в камерах шин. Это повысит безопасность эксплуатации транспортных средств и продлит эксплуатационный ресурс шин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Патент на корисну модель № 50447 А України, МПК 6 G 01 M 17/02. Стенд для випробування шин / А. У. Абдулгазіс, М. І. Хабрат. – № 2002010334 ; заявл. 14.01.2002 ; опубл. 15.10.2002. Бюл. № 10.
2. Системы контроля и измерения давления в колесах [Электронный ресурс] // Сайт «TUNING market». – Режим доступа : http://tuning-market.od.ua/pressureinwheels.html.
3. Как работает система контроля давления в шинах [Электронный ресурс] // Сайт «Автопилот». – Режим доступа : http://autopilot.kommersant.ru/issues/auto/2004/03/101.HTML.

УДК 504.05:678.541.1

Аметов И. Э., Оболонский В. В., Абхаирова С. В.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ МЕХАНОТЕРМИЧЕСКОЙ ПЕРЕРАБОТКИ РЕЗИНЫ

На підставі літературних даних за властивостями гум і наповнювачів, які входять до їх складу, розраховані величини потужності, необхідні для переробки відпрацьованих автомобільних шин та інших гумовотехнічних виробів. Доведена перевага механотермічного засобу деструкції гум в порівнянні зі звичайними методами піролізу.

Ключові слова: *гума, механотермічна деструкція, сірка, технічний вуглець, теплоємність, потужність.*

На основе литературных данных по свойствам резин и наполнителей, входящих в их состав, рассчитаны величины мощности, необходимые для переработки отработанных автомобильных шин и других резино-технических изделий. Показано преимущество механотермического способа деструкции резин в сравнении с обычными методами пиролиза.

Ключевые слова: *резина, механотермическая деструкция, сера, технический углерод, теплоемкость, мощность.*

Values necessary for the processing of waste automobile tires and other rubber products were calculated on the basis of literary data concerning properties of rubber and its filling compounds. The advantage of mechanothermic rubber destruction method in comparison with conventional methods of pyrolysis is shown.

Key words: *rubber, mechanothermic destruction, sulfur, carbon, heat capacity, power.*

Постановка проблемы. Все известные сегодня технологии и оборудование по переработке изношенных автомобильных шин и других резино-технических изделий (РТИ) не получили широкого распространения по следующим причинам:

1) громоздкость и металлоемкость оборудования, возрастающие в геометрической прогрессии при попытках вмещения большого объема резины;
2) низкая производительность как следствие потери времени на загрузку, выгрузку и откачку продуктов пиролиза из реактора;
3) неэффективный нагрев из-за периодического остывания при выгрузке (тепловые потери пропорциональны квадрату размеров);
4) сложность конструкций устройств загрузки-выгрузки и нагрева;
5) невозможность создания требуемой реакцией пиролиза герметичности;
6) необходимость измельчения или разделки покрышек до требуемого размера;
7) длительный, дорогостоящий процесс проектирования различными специалистами оригинальных частей технологического оборудования – реактора, герметичных затворов, механизмов загрузки-выгрузки и т. п.

Как известно, новые методы требуют новых теоретических предпосылок. Переработка резино-технических изделий методом пиролиза (нагрев до температуры разложения без доступа воздуха) существует с момента начала использования резины в промышленных масштабах. Но только недавно, около трех лет тому назад, возникла идея совместить процесс пиролиза РТИ с одновременным измельчением [1]. Основанием для подобной идеи послужило высокое значение вязкости резино-технических изделий и, следовательно, относительно большое значение коэффициента трения, вызванное наличием в полимерах подобного класса поперечных связей.

Поскольку в данном методе совмещается механическое истирание полимера (механическая деструкция [2–16]) и процесс пиролиза (нагревание резины до разложения без доступа воздуха [17–21]), то мы предлагаем для него следующее общее название: *механотермическая деструкция* полимеров.

Предлагаемая технология механотермической деструкции резины лишена недостатков, привычных в обычном методе пиролиза резины. Материал подвергается механическому воздействию [5; 7–11]. При этом возникает процесс «внутреннего трения», вызывающий резкое повышение температуры до значений 450–500°С, при которых начинается процесс пиролиза резины. Для обеспечения необратимости процесса распада продукты реакции выводятся из зоны деструкции. При этом их температура понижается до ~150°С. Далее они охлаждаются и конденсируются в специальном аппарате и обрабатываются в обычном порядке.

В 2009–2010 годах нами была создана экспериментальная установка по переработке РТИ, описанная в работе [1]. Работа установки показала несомненную перспективность предложенного метода. Таким образом, назрела необходимость теоретически рассчитать расход электрической энергии для данного способа переработки резины.

Анализ литературы. Поскольку в мировой литературе отсутствует даже упоминание о предложенном нами методе переработки резин, то мы пришли к выводу, что следует собрать основные данные по РТИ, их составу и строению, а также влиянию наполнителей, вулканизаторов и других химических агентов на свойства РТИ [2–4; 6; 20–30]. Некоторые данные сведены в табл. 1.

Таблица 1.

Некоторые справочные величины РТИ.

№	Величина, размерность	Каучук	Вулканизат	Вулканизат + С	Углерод
1	Плотность ρ, кг/м^3	1050	1200	1227	1400
2	Коэффициент теплопроводности λ, Вт/м·К	0,130	0,167	0,248–0,293	0,85–0,91
3	Температуропроводность, $a \cdot 10^8$, м^2/с	8,9–9,0	11,5–13,0	17–20	–

Удельная теплоемкость C_P, плотность ρ, коэффициент теплопроводности λ и температуропроводность a связаны следующим соотношением [4; 31]:

$$C_P = \frac{\lambda}{a \cdot \rho} [\frac{\text{Вт} \cdot \text{с}}{\text{кг} \cdot \text{К}}]. \qquad (1)$$

В то же время коэффициент теплопроводности резины изменяется в зависимости от содержания технического углерода по следующей формуле:

$$\lambda_{\text{резин}} = \lambda_0 + K_\lambda \cdot \omega, \qquad (2)$$

где ω – массовая доля технического углерода;

K_λ – поправочный коэффициент, $[\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К} \cdot \omega}]$.

Значения поправочного коэффициента K_λ, который зависит от марки технического углерода, представлены в табл. 2.

Таблица 2.

Зависимость значений поправочного коэффициента от марки техуглерода.

Марка техуглерода	К-354	П-234	П-324	П-514	П-803
K_{λ}, $[\frac{Вт}{м \cdot К \cdot \omega}]$	0,00151	0,00203	0,00227	0,00235	0,00216

Цель статьи – на основании вышеприведенных литературных данных рассчитать количество электроэнергии, необходимое для механотермического разложения резин.

Изложение основного материала. По формуле (2) были рассчитаны изменения значений коэффициента теплопроводности полиизопреновых резин в зависимости от содержания и типа технического углерода, применяемого в качестве наполнителя резин для повышения твердости протекторов автомобильных шин, увеличения их износостойкости, а также других полезных качеств.

Полученные результаты представлены как в табличном (табл. 3), так и графическом (рис. 1) видах.

Таблица 3.

Значения коэффициента теплопроводности λ.

Марка техуглерода	С*, %	λ**, Вт/м·К	С, %	λ, Вт/м·К	С, %	λ, Вт/м·К	С, %	λ, Вт/м·К	С, %	λ, Вт/м·К
К-354	0	0,167	10	0,182	20	0,197	30	0,212	40	0,227
П-234	0	0,167	10	0,187	20	0,207	30	0,227	40	0,247
П-324	0	0,167	10	0,190	20	0,212	30	0,235	40	0,257
П-514	0	0,167	10	0,191	20	0,214	30	0,238	40	0,261
П-803	0	0,167	10	0,188	20	0,208	30	0,229	40	0,249

*С – массовая доля технического углерода;
**λ – коэффициент теплопроводности.

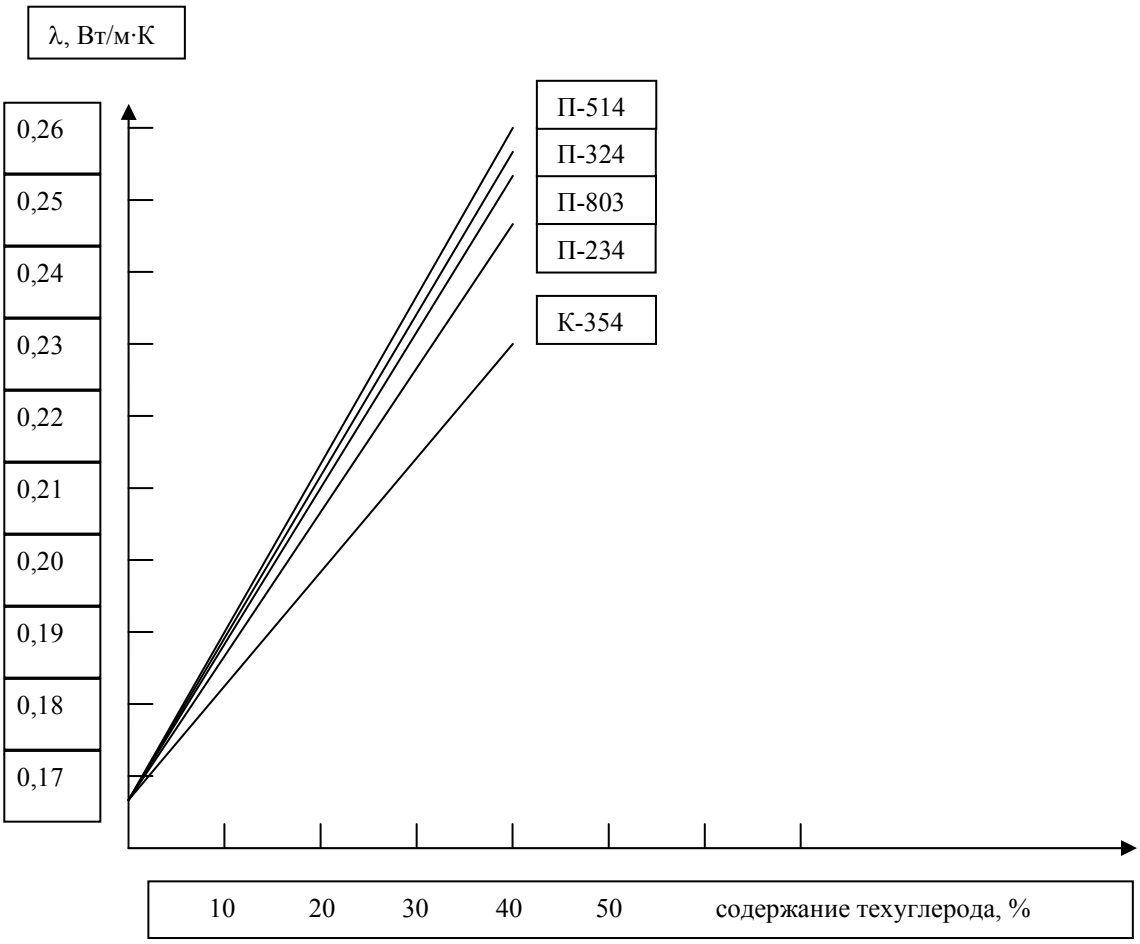

Рис. 1. Графическая зависимость коэффициента теплопроводности от содержания и марки технического углерода.

В результате анализа полученных данных мы рассчитали разницу в значениях коэффициента теплопроводности. Максимально для некоторых типов резин в зависимости от содержания и марки техуглерода различие в значениях λ может достигать 56% в сравнении с ненаполненным вулканизатом. Соответственно, для нагрева такой наполненной техуглеродом резины следует затратить значительно большее количество тепла. Согласно формуле (1) мы определили граничные значения теплоемкости резин данного вида:

$$C_P = \frac{\lambda}{a \cdot \rho} = \frac{0{,}167 \div 0{,}261}{1{,}85 \cdot 10^{-7} \cdot 1227} = (736 \div 1150)[\frac{\text{Вт} \cdot \text{с}}{\text{кг} \cdot \text{К}}].$$

С ростом температуры на каждые 100°С значение теплоемкости возрастает приблизительно на 15% [6; 31]. Таким образом, поскольку температура резины повышается приблизительно на 400 К, можно рассчитать изменение удельной теплоемкости в процесс нагрева по следующей формуле:

$$\overline{C_P} = \frac{C_P^0 + 1{,}15C_P^0 + 1{,}30C_P^0 + 1{,}45C_P^0 + 1{,}60C_P^0}{5}, \quad (3)$$

где $C_P^0 = 736 \div 1150[\frac{\text{Вт} \cdot \text{с}}{\text{кг} \cdot \text{К}}]$.

Подставляя в формулу 3 граничные значения теплоемкости резин, полученные из расчета по формуле (1), получаем следующий диапазон величин удельной теплоемкости для данного вида РТИ:

$$\overline{C_P} = \frac{[736 \div 1150] + [846 \div 1323] + [957 \div 1495] + [1067 \div 1667] + [1177 \div 1840]}{5} = 957 \div 1495[\frac{\text{Вт} \cdot \text{с}}{\text{кг} \cdot \text{К}}].$$

Полученный интервал значений удельной теплоемкости наполненных резин достаточно широк, но, поскольку получены значения одного порядка, то можно рассчитать расход электроэнергии, необходимый для переработки единицы масс резино-технических изделий на продукты деполимеризации. Для этого переводим Вт·с в КВт·ч и получаем следующий диапазон значений мощности:

$$W_1 = \frac{(957 \div 1495)}{1000 \cdot 3600} = (2{,}66 \cdot 10^{-4} \div 4{,}15 \cdot 10^{-4})[\frac{\text{КВт} \cdot \text{ч}}{\text{кг} \cdot \text{К}}].$$

Следовательно, для нагрева 1 кг резины на 1 К затрачивается от 0,266 до 0,415 ватт электрической энергии. Таким образом, для нагрева 1 кг резины до 500°С (а для осуществления процесса деполимеризации больше и не надо) необходимо минимально затратить от 0,133 до 0,208 КВт·ч электрической энергии.

Процесс механотермической деструкции имеет еще одно существенное отличие от обычного пиролиза резины. При постепенном росте температуры в первую очередь происходит разрыв тех связей в полимере, которые обладают наименьшей прочностью. В данном классе полимерных соединений наименьшее значение энергии межатомных связей у дисульфидной группировки, сшивающей молекулы полимера в трехмерную сеть. Некоторые значения энергии связей, наличествующих в резинах, приведены в табл. 4.

Таблица 4.

Энергии разрыва связей [32].

№	Тип связи	Энергия разрыва, кДж/моль
1	Водород-водород	432
2	Углерод-углерод (одинарная)	345,6
3	Углерод-углерод (двойная)	602 ±21
4	Углерод-сера (одинарная)	272
5	Углерод-водород ($–CH_3 \rightarrow –CH_2– + H$)	142 ±4
6	Углерод-водород ($–CH_2– \rightarrow –CH= + H$)	≈382

Как видно из данных табл. 4, наименьшей энергией разрыва обладают связи углерод-водород концевой метильной группы и одинарная связь углерод-сера. Процент связей первого типа крайне мал, поскольку в молекулах полимера такие группы встречаются, в лучшем случае, одна на 10000 групп и менее. Количество связей второго типа прямо пропорционально зависит от количества серы в полимере.

Например, при содержании серы в резине, равном 1%, каждый килограмм полимера содержит 10 г серы. Учитывая, что каждый атом серы связан с одним атомом углерода, получаем, что количество вещества атомных группировок углерод-сера составляет 0,3125 моль на каждый процент серы. Поскольку на разрыв каждого моля связей углерод-сера требуется 272 КДж энергии, то на один процент серы расходуется всего 85 КДж. Это составляет, соответственно, 0,0236 КВт·ч электрической энергии.

На рис. 2 показаны граничные значения увеличения значений электрической энергии на пиролиз резины в зависимости от содержания серы.

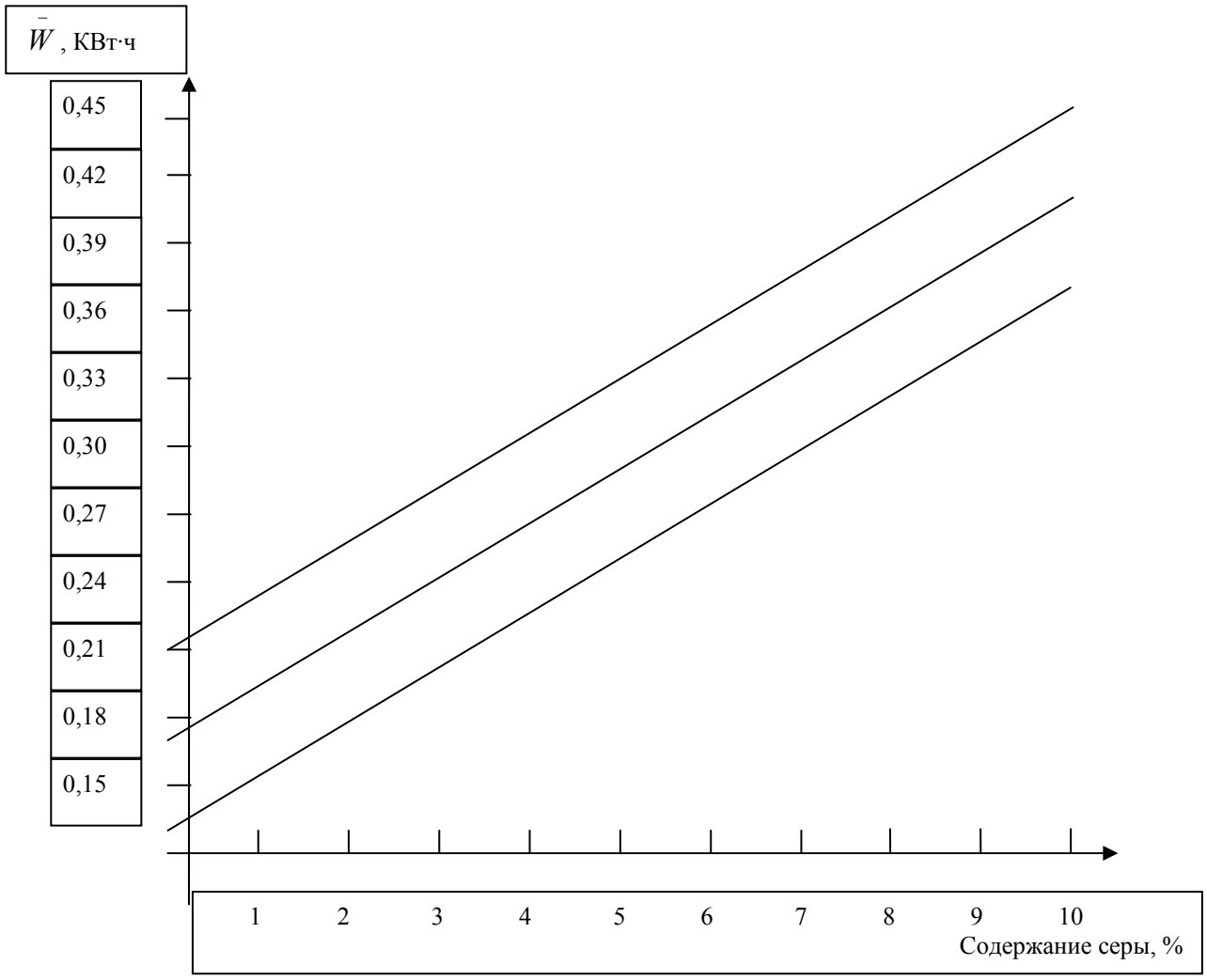

Рис. 2. Графическая зависимость средней потребляемой мощности от содержания серы.

На рис. 2 видно, что при больших содержаниях серы (от 5–6% и выше) расход электроэнергии может удваиваться, а при содержании серы более 10% – даже утраиваться. Поскольку в автомобильной резине может содержаться до 18–20% серы (в покрышках грузовых автомобилей), а для большегрузных машин массовая доля серы может достигать 28–30%, то при пиролизе такой резины следует учитывать резкое увеличение потребляемой мощности.

Так как температура кипения серы составляет 440°С, то вся атомарная сера, полученная в процесс пиролиза, выделяется в виде паров в расширительную камеру установки, то есть энергия, затраченная на разрыв связей углерод-сера, расходуется безвозвратно.

Что касается энергий разрыва одинарных связей углерод-углерод (табл. 4, № 2) и отщепления водорода от метиленовых звеньев полимера (табл. 4, № 6), то данная энергия компенсируется образованием молекул водорода (табл. 4, № 1) и образованием в большом количестве технического углерода, в котором присутствуют только связи углерод-углерод. Энергия таких связей ниже, чем в полимере, но их образуется большое количество.

Еще один немаловажный фактор, влияющий на расход энергии при механотермическом разложении резины, заключается в уносе продуктами пиролиза части тепла, образующегося в результате процесса деструкции полимеров данного класса. Поскольку температура продуктов пиролиза, удаляющихся из расширительной камеры, составляет 100–120°С, то, следовательно, около 25% мощности, затраченной на переработку РТИ, теряется в виде тепловой энергии. Таким образом, исходя из типа объектов исследования (изношенные автомобильные шины легковых автомобилей), содержащих в своей массе, кроме резины, от 3 до 5% серы и около 15–20% технического углерода, а также учитывая перенос тепла продуктами пиролиза, можно рассчитать средний расход мощности электрической энергии, необходимый для механотермической переработки РТИ данного вида.

Среднее значение теплоемкости резин указанной наполненности вулканизирующим агентом (сера) и техническим углеродом составляет

$\overline{C_P} = 1226[\frac{\text{Вт} \cdot \text{с}}{\text{кг} \cdot \text{К}}]$, что соответствует 0,31 ±0,04 КВт·ч расхода электрической энергии на 1 кг резины при нагреве ее на 450 К.

Для сравнения, при обычном методе пиролиза расход энергии составляет около 1,75 ккал для нагрева 1 кг резины на 1 К [33]. При пересчете на единицы мощности электрической энергии (при нагреве на 450 К) получаем значение около 0,9 КВт·ч на 1 кг резины.

Выводы. Проведенные расчеты показали несомненную эффективность нового способа механотермической переработки РТИ. Полученные значения расхода мощности в 2–3 раза меньше, чем для обычного пиролиза резины. Следовательно, данный метод решения глобальной экологической задачи современности должен быть внедрен в производство.

В дальнейшем нами планируется создание установки полного цикла переработки отработанных автомобильных шин и других РТИ для получения чистых конечных продуктов процесса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аметов И. Э. Пиролиз резины методом «внутреннего нагрева» / И. Э. Аметов, В. В. Оболонский // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск 29. Технические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2011. – С. 8–11.
2. Тагер А. А. Физикохимия полимеров / А. А. Тагер. – М. : Химия, 1968. – 536 с.
3. Шур А. М. Высокомолекулярные соединения / А. М. Шур. – М. : Высшая школа, 1981. – 656 с.
4. Тугов И. И. Химия и физика полимеров / И. И. Тугов, Г. И. Кострыкина. – М. : Химия, 1989. – 432 с.
5. Барамбойм Н. К. Механохимия высокомолекулярных соединений / Н. К. Барамбойм. – М. : Химия, 1978. – 362 с.
6. Махлис Ф. А. Терминологический справочник по резине / Ф. А. Махлис, Д. Л. Федюкин. – М. : Химия, 1989. – 400 с.
7. Бартенев Г. М. Трение и износ полимеров / Г. М. Бартенев, В. В. Лаврентьев. – Л. : Химия, 1972. – 240 с.
8. Бартенев Г. М. Прочность и механизм разрушения полимеров / Г. М. Бартенев. – Л. : Химия, 1984. – 277 с.
9. Бартенев Г. М. Прочность и разрушение высокоэластических материалов / Г. М. Бартенев, Ю. С. Зуев. – М. : Высшая школа, 1983. – 391 с.
10. Бродский Г. И. Истирание резин / Г. И. Бродский. – М. : Химия, 1975. – 240 с.
11. Лукомская А. И. Основы прогнозирования механического поведения каучуков и резин / А. И. Лукомская, В. Ф. Евстратов. – М. : Химия, 1975. – 360 с.
12. Кошелев Ф. Ф. Общая технология резины / Ф. Ф. Кошелев, А. Е. Корнев, А. М. Буканов. – М. : Химия, 1978. – 528 с.
13. Ван-Кревелен Д. В. Свойства и химическое строение полимеров / Д. В. Ван-Кревелен ; [пер. с англ. А. Я. Малкина]. – М. : Химия, 1976. – 413 с.
14. Виноградов Г. В. Реология полимеров / Г. В. Виноградов, А. Я. Малкин. – М. : Химия, 1977. – 437 с.
15. Вострокнутов Е. Г. Переработка каучуков и резиновых смесей / Е. Г. Вострокнутов. – М. : Химия, 1980. – 280 с.
16. Кулезнев В. Н. Химия и физика полимеров : учебник для вузов / В. Н. Кулезнев, В. А. Шершнев. – М. : Колос, 2007. – 368 с.
17. Мадорский С. Термическое разложение органических полимерных материалов / С. Мадорский. – М. : Мир, 1967. – 328 с.
18. Коршак В. В. Химическое строение и температурные характеристики полимеров / В. В. Коршак. – М. : Наука, 1970. – 44 с.
19. Лемаев Н. В. Деструктивные методы переработки отходов эластомеров / Н. В. Лемаев, Б. Н. Забористов. – М. : ЦНИИТЭнефтехим, 1985. – 49 с.
20. Годовский Ю. К. Теплофизические методы исследования полимеров / Ю. К. Годовский. – М. : Химия, 1976. – 213 с.
21. Годовский Ю. К. Теплофизика полимеров : монография / Ю. К. Годовский. – М. : Химия, 1982. – 280 с.
22. Блох Г. А. Органические ускорители для вулканизации каучуков / Г. А. Блох. – Л. : Химия, 1972. – 560 с.
23. Барштейн Р. С. Пластификаторы для полимеров / Р. С. Барштейн. – М. : Химия, 1982. – 200 с.
24. Блох Г. А. Органические ускорители вулканизации и вулканизирующие системы для эластомеров / Г. А. Блох. – Л. : Химия, 1978. – 240 с.
25. Гофман В. Вулканизация и вулканизирующие агенты / В. Гофман. – М. : Химия, 1968. – 464 с.
26. Вулканизация эластомеров / под ред. Г. А. Аллигера и И. Сьетуна. – М. : Химия, 1967. – 428 с.
27. Гусева В. И. Производство, свойства и применение саженаполненных и сажемаслонаполненных каучуков эмульсионной и растворной полимеризации / В. И. Гусева, В. С. Кантор. – М. : ЦНИИТЭнефтехим, 1978. – 94 с.
28. Суровикин В. Ф. Производство и применение высокоструктурных типов технического углерода / В. Ф. Суровикин. – М. : ЦНИИТЭнефтехим, 1977. – 60 с.
29. Печковская К. А. Сажа как усилитель каучука / К. А. Печковская. – М. : Химия, 1968. – 276 с.
30. Орехов С. В. Технический углерод. Каталог / С. В. Орехов, В. А. Руденко. – М. : ЦНИИТЭнефтехим, 1984. – 36 с.
31. Вундерлих Б. Теплоемкость линейных полимеров / Б. Вундерлих, Г. Бауер ; [пер. с англ.]. – М. : Мир, 1972. – 236 с.
32. Свойства неорганических соединений : справочник / [А. И. Ефимов, Л. П. Белорукова, И. В. Василькова, В. П. Чечев]. – Л. : Химия, 1983. – 392 с.
33. Ханчич О. А. Простые методы идентификации и анализа полимерных пленок [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.marttrading.ru/encyclopedia/doc00071999.html.

УДК 656.13

Сулейманов Э. С., Абдулгазис А. У., Умеров Э. Д.

ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО МОДЕРНИЗАЦИИ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ ЗАПАДНОГО КРЫМА С УЧЕТОМ РАЗВИТИЯ КУРОРТНО-САНАТОРНОГО КОМПЛЕКСА

З метою задоволення потреб приїжджих, відпочиваючих, місцевого населення і галузей економіки Кримського півострова в транспортних послугах проведено аналіз пасажиро-та вантажопотоків в дорожньо-транспортній системі Західного Криму. Запропоновано заходи, спрямовані на розвиток і вдосконалення дорожньо-транспортного комплексу Західного Криму.

Ключові слова: *курортно-санаторний комплекс, модернізація, дорожньо-транспортний сектор, пасажиропотік, вантажопотік, Західний Крим.*

С целью удовлетворения потребностей приезжих, отдыхающих, местного населения и отраслей экономики Крымского полуострова в транспортных услугах проведен анализ пассажиро- и грузопотоков в дорожно-транспортной системе Западного Крыма. Предложены мероприятия, направленные на развитие и совершенствование дорожно-транспортного комплекса Западного Крыма.

Ключевые слова: *курортно-санаторный комплекс, модернизация, дорожно-транспортный сектор, пассажиропоток, грузопоток, Западный Крым.*

On order to meet the needs of visitors, tourists, local people and industries of the Crimean peninsula in transport services, an analysis of passenger and freight traffic in the road and transport system of the Western Crimea. The measures, aimed at developing and improving the road and transport system of the Western Crimea.

Key words: *resort and sanatorium complex, upgrading, road and transport sector, passengers, cargo, Western Crimea.*

Постановка проблемы. Дорожно-транспортная система и взаимосвязь различных видов транспорта играют важную роль в удовлетворении потребностей населения в передвижениях и перевозках различных видов груза в городах и между населенными пунктами.

Развитие автотранспортного и железнодорожного комплекса, создание современной системы автомобильных дорог и железнодорожных путей, возведение новых объектов транспортной инфраструктуры, слаженная работа всех видов транспорта создает возможность комфортного обслуживания местного населения, отдыхающих и предприятий путем своевременной доставки грузов потребления и регулярной, качественной перевозки пассажиров.

Поэтому одним из пяти основных приоритетов социально-экономического развития АР Крым является развитие транспортного потенциала, что позволит увеличить привлекательность Крыма как туристско-рекреационного центра в Черноморском регионе [1].

Для обеспечения пространственной равномерности использования туристско-рекреационного потенциала АР Крым, выравнивания спроса на ресурсы прибрежной зоны необходимо развивать новые территории и объекты. Перспективной для развития является территория Западного побережья полуострова, основным транспортным направлением сообщения которой является Симферополь – Саки – Евпатория.

В связи с решением государственной правительственной программы АР Крым о развитии Западной курортно-санаторной и туристической зоны полуострова необходимо обустройство курортно-санаторной зоны Евпатория – п. Мирный, что приведет к увеличению населения в летнее время, ориентировочно на 200–250 тыс. чел.

Анализ литературы. Вопросами улучшения работы дорожно-транспортной системы занимались многие исследователи. В частности, в работах [2–6] приводятся расчеты для строительства автомагистралей, железных дорог и выбора рационального вида транспорта для увеличения пропускной способности в зависимости от пассажиро- и грузопотока в определенном направлении. В работе [7] приводятся рекомендации по модернизации старых и строительству новых автовокзалов и автостанций, организации автотранспортных предприятий и троллейбусных парков.

Цель работы – дать рекомендации по модернизации дорожно-транспортной сети Западного региона Крыма для обеспечения планируемой пропускной способности транспортных магистралей с использованием экологически чистых видов транспорта.

Изложение основного материала. Основную роль в развитии Западного региона Крыма играет дорожно-транспортная сеть, решающая социально-экономические и народно-хозяйственные задачи.

При этом плотность сети автомобильных дорог в Крыму составляет 243 км/тыс. км^2, тогда как по Украине – 274 км/тыс. км^2, а показатель плотности железнодорожных линий в Крыму составляет 10 км/тыс. км^2, в то время как по Украине – 36 км/тыс. км^2 [1].

В источниках [8–12] приводятся статистические отчеты по перевозке грузов и пассажиров в направлении Симферополь – Евпатория различными видами транспорта. Результаты визуального наблюдения дополнили сведения по передвижению пассажиров автобусами и личными автомобилями.

Анализ этих данных дал возможность не только представить полную картину передвижения различных видов транспорта, но и прогнозировать их увеличение.

Распределение пассажиропотоков туристов, прибывших в Крым и направляющихся к местам отдыха в Западные регионы Крыма, обеспечивается четырьмя транспортными узлами: Симферопольским, Севастопольским, Евпаторийским и Сакским.

Основными пассажирообразующими остановками по железнодорожной линии Симферополь – Евпатория являются остановки Симферополь, Остряково, Саки, Евпатория-Курорт, а на промежуточных остановках объем пассажиров незначителен.

Это позволяет сделать вывод о необходимости насыщенного транспортного обеспечения пассажиронапряженных остановок для связи населенных пунктов района, тяготеющих к каждой железнодорожной остановке.

С перспективой развития курортно-санаторного комплекса «Евпатория – п. Мирный» значительно увеличится пассажиропоток через город Евпаторию.

Кривая на рис. 1 показывает, что пассажиропоток с января по июнь плавно нарастает, а с августа по декабрь спадает, достигая своего пика в июле–августе месяцах, что характерно для курортных городов.

Коэффициент неравномерности $\eta_н$, рассчитываемый по формуле $\eta_н = Q_{max} / Q_{ср} = 1{,}54$, объясняется крайней нерегулярностью пассажиропотока на участке железнодорожной линии Евпатория – Симферополь. А увеличение населения на участке побережья Евпатория – п. Мирный увеличит эту неравномерность.

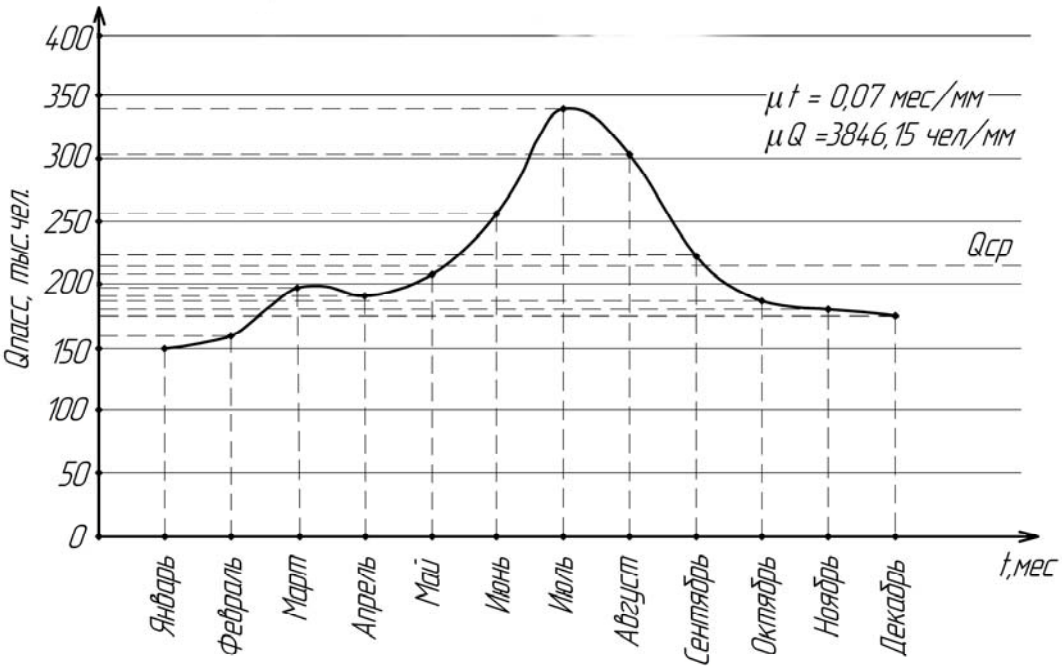

Рис. 1. Годовое распределение пассажиропотока на участке Симферополь – Евпатория, осуществляемого с помощью железнодорожного транспорта [8; 9].

Грузонапряженность на данном участке плавно возрастает с февраля по июнь месяц, достигая пика 9 тыс. тонн в августе месяце и плавно уменьшается до января (рис. 2).

Такое возрастание соответствует периоду увеличения населения за счет отдыхающих и туристов, что приводит к спросу на различные грузы (продукты питания, строительные материалы, промышленные товары, медикаменты и многое другое).

Развитие зоны Евпатория – п. Мирный и превращение ее в круглогодичный курорт значительно выровнит грузопотоки по направлениям. При этом возникает целесообразность строительства в пригороде Евпатории железнодорожного грузового терминала.

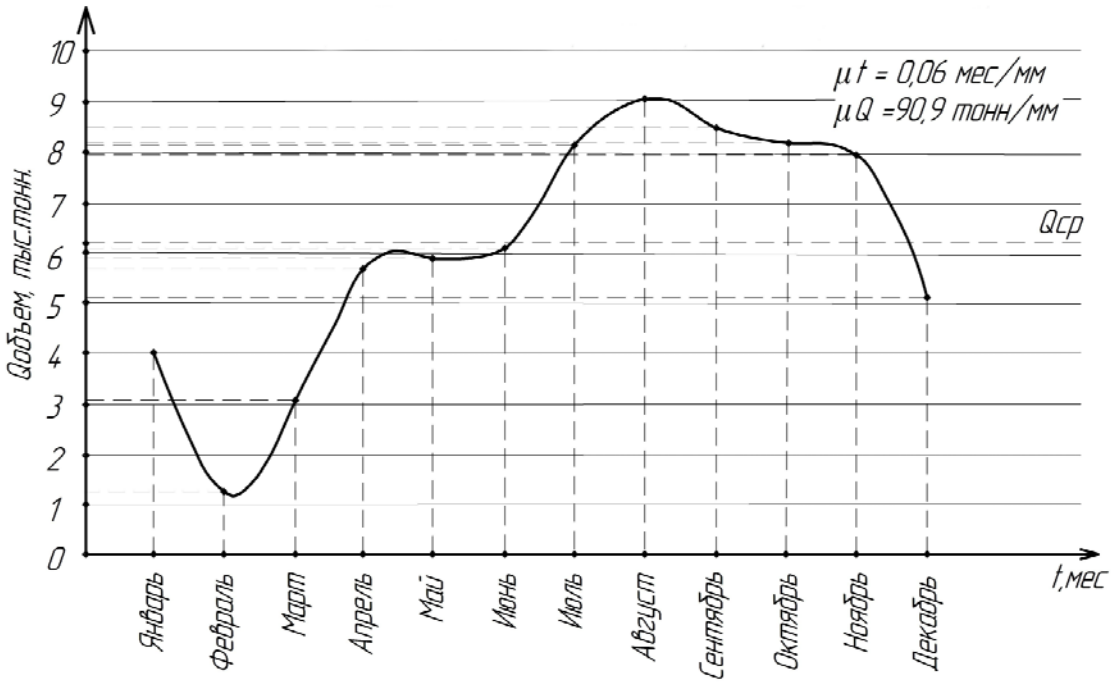

Рис. 2. Годовое распределение грузопотока на участке Симферополь – Евпатория, осуществляемого железнодорожным транспортом [10].

Внешний вид графика грузовых перевозок (рис. 3) автотранспортом похож на перевозки грузов железнодорожным. В августе месяце объем перевозимого груза составляет 36 тыс. тонн суммарно в обоих направлениях, что в 4 раза превышает объем перевозимых грузов на железнодорожном транспорте. Удельный вес большегрузных автомобилей из общего состава грузовых составляет 40%, что требует улучшить качество дорожного полотна для достижения достаточной прочности и предотвращения разрушения от чрезмерной осевой нагрузки (до 10 тонн на ось). Интенсивность грузовых автомобилей в зимние, весенние и осенние месяцы составляет $N_г$ = 0,9–1,0 тыс. авт/сут., а в летние $N_г$ = 1,0–1,5 тыс. авт./сут.

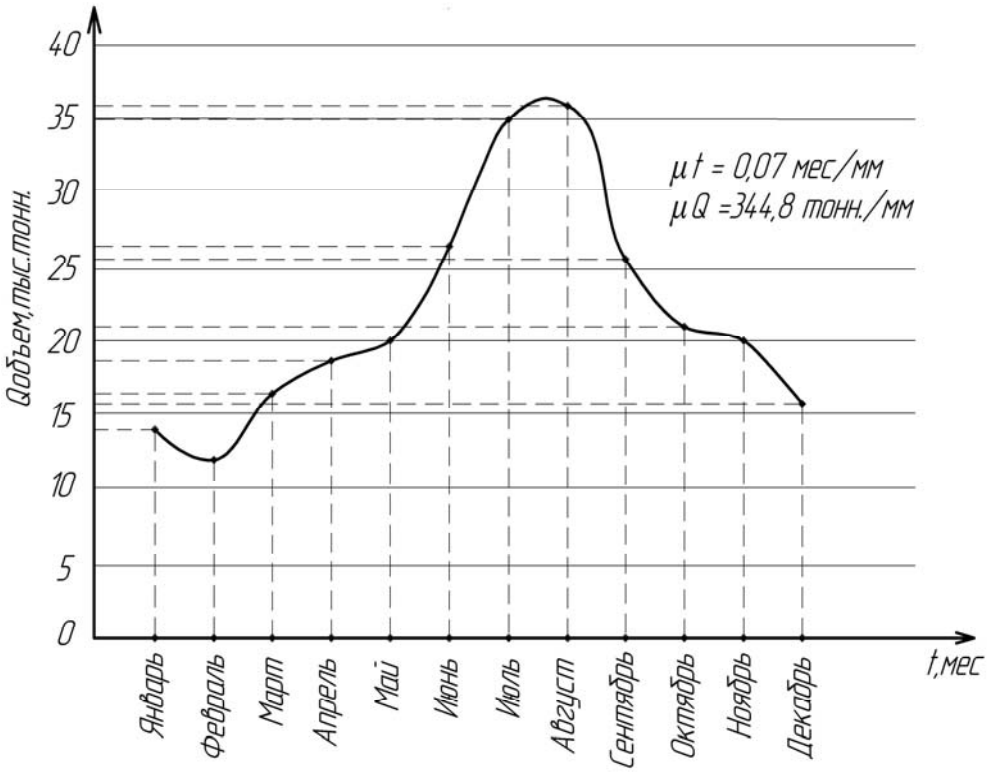

Рис. 3. Годовое распределение грузопотока по направлению Симферополь – Евпатория, осуществляемого автомобильным транспортом (визуальное наблюдение).

Интенсивность движения легковых автомобилей с января по май составляет N_a = 6–7 тыс. авт./сут., а с июня по сентябрь N_a = 7–11 тыс. авт./сут. (рис. 4). Развитие курортно-санаторного комплекса приведет к увеличению интенсивности движения легковых автомобилей и автобусов, а следовательно, необходимо повысить класс дорог.

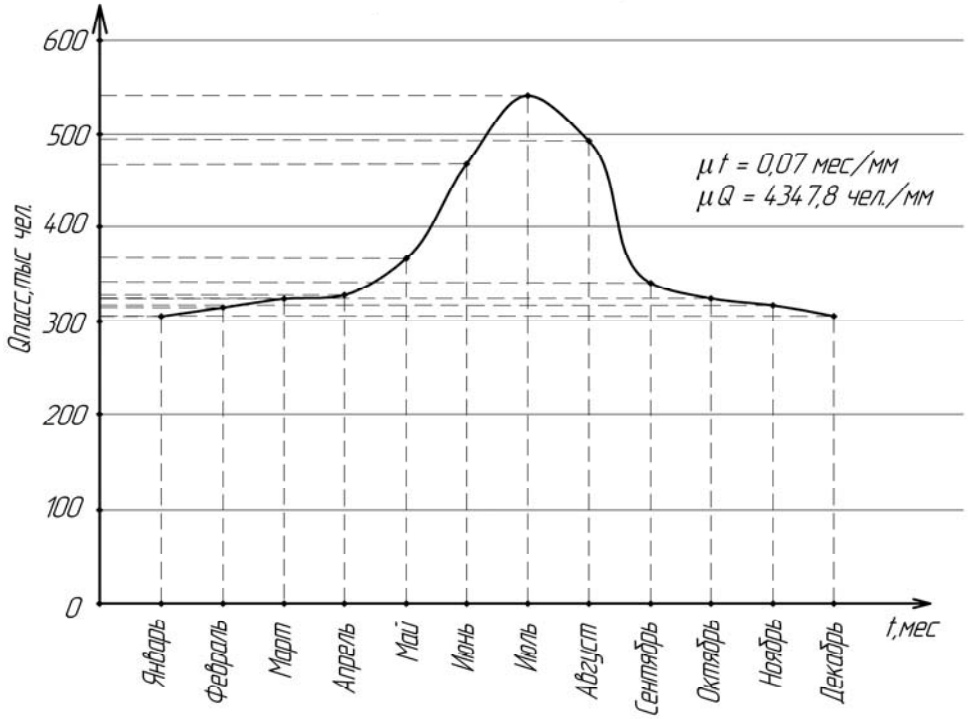

Рис. 4. Годовое распределение пассажиропотока в обоих направлениях на участке Симферополь – Евпатория, осуществляемого легковыми автомобилями (визуальное наблюдение).

График пассажиропотока, осуществляемого с помощью автобусов (рис. 5), существенно не отличается от предыдущих графиков. Здесь также наблюдается всплеск объема перевозок на майские праздники и в разгар летнего курортного сезона.

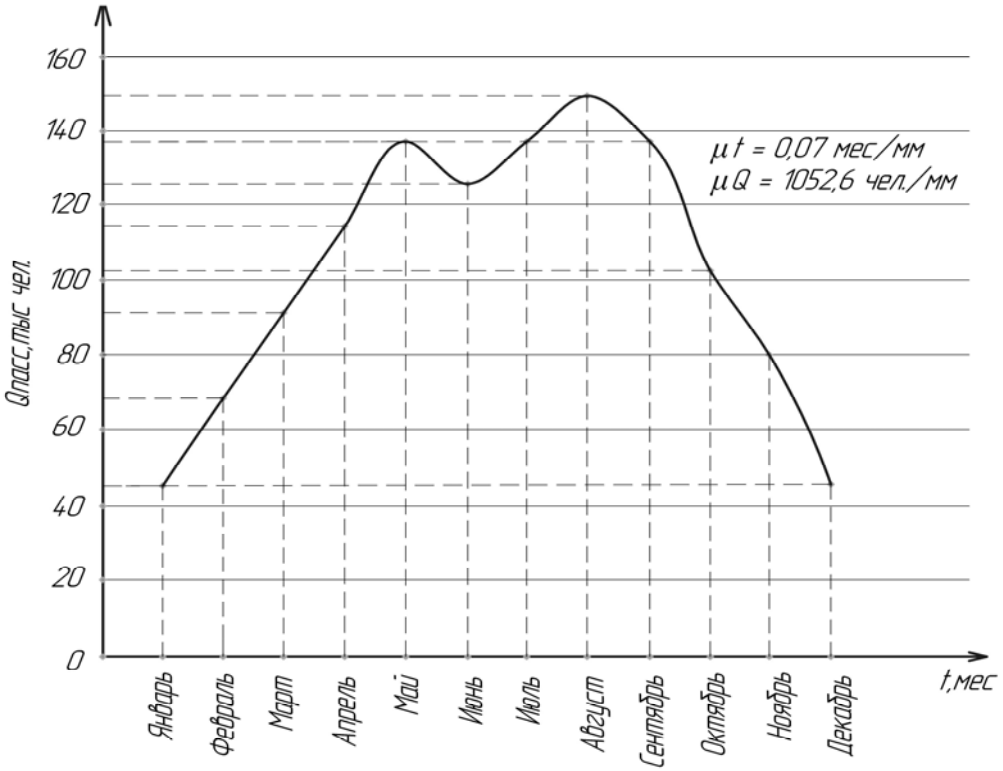

Рис. 5. Годовое распределение пассажиропотока на участке Симферополь – Евпатория осуществляемого автобусами в обоих направлениях [11; 12].

Объем пассажиров, перевозимых автобусами, в 2,5 раза меньше, чем железнодорожным транспортом. Суммарная провозная способность автобусов и легковых автомобилей в 2 раза превышает провозную способность железнодорожного пассажирского транспорта (рис. 6).

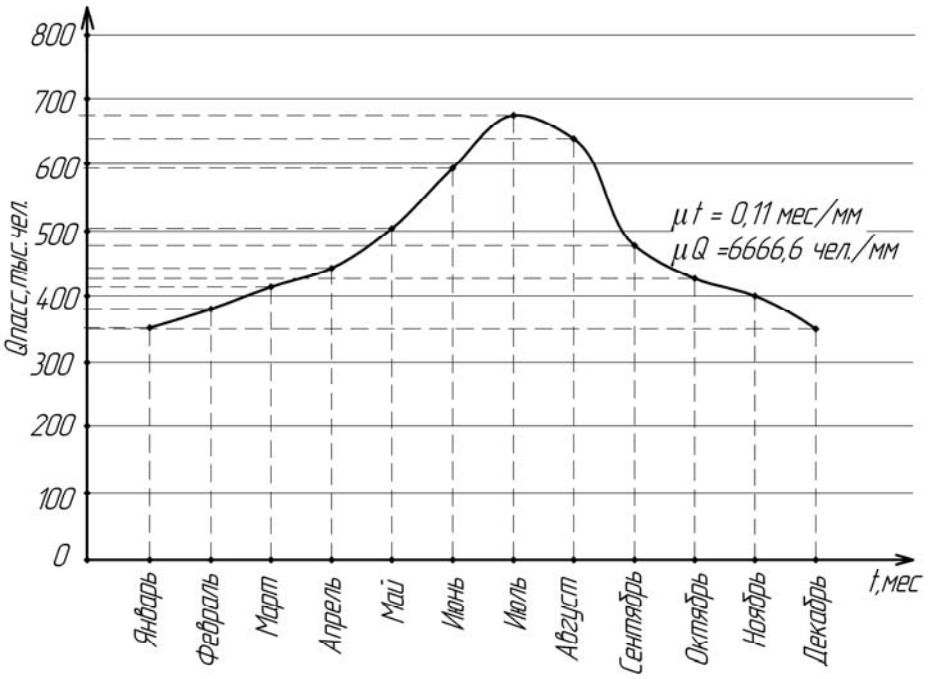

Рис. 6. Годовое распределение пассажиропотока в прямом и обратном направлении Симферополь – Евпатория, осуществляемого легковым автотранспортом и автобусами [11; 12].

На основе суммарного графика (рис. 7) можно определить средневзвешенную месячную потребность в поездках на одного жителя Евпаторийского региона:

$$П = Q_{max\ общ} / N_{нас} = 1016225 / 122100 = 8{,}32 \text{ поездки в месяц.}$$

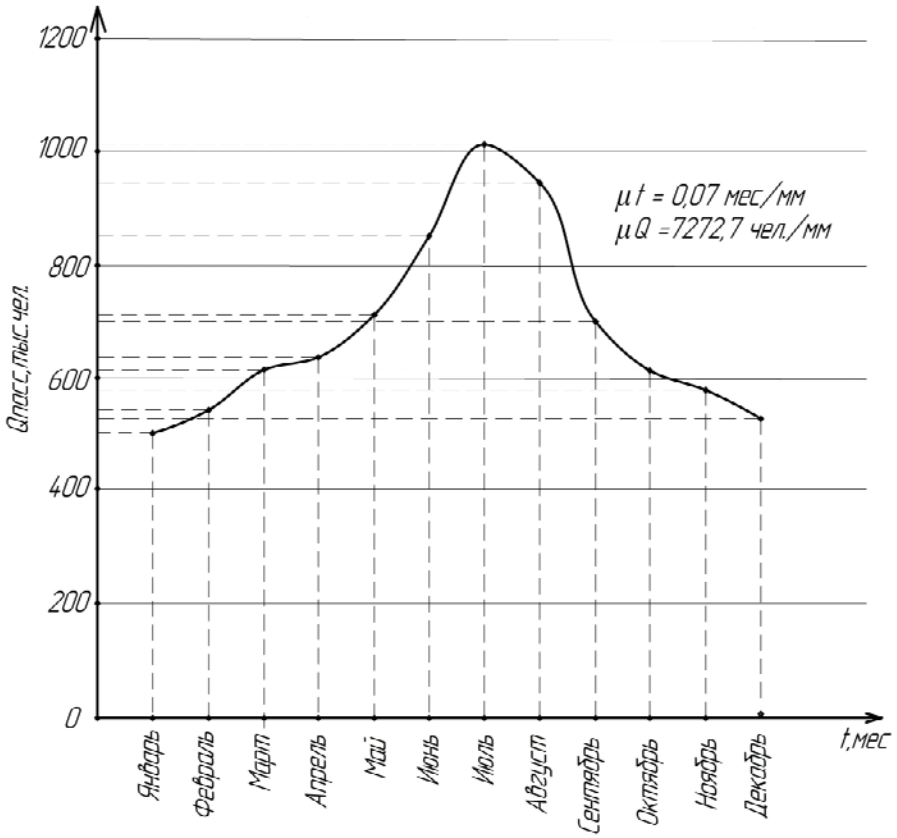

Рис. 7. Годовое распределение пассажиропотока в прямом и обратном направлении Симферополь – Евпатория, осуществляемого автомобильным и железнодорожным транспортом [8–12].

Увеличение численности региона за счет отдыхающих курортно-санаторного комплекса приведет к увеличению потребности в поездках.

$$Q_{\max\ общ} = П \times N_{нас.\ ув} = 8{,}32 \times 225400 =$$
$$= 1875328 \text{ поездок за месяц.}$$

Нагрузка на пассажирский транспорт возрастет приблизительно в 2 раза, возникнет необходимость в привлечении дополнительных перевозочных средств, интенсивность движения грузовых, легковых автомобилей и автобусов возрастет с 12,5 тыс. до 24 тыс. в сутки, что потребует модернизации существующих автодорог или строительства новых, а в идеале – разделения грузовых и пассажирских трасс. На основе графиков грузопотоков, осуществляемых автомобильным и железнодорожным транспортом, был построен суммарный график грузопотока (рис. 8).

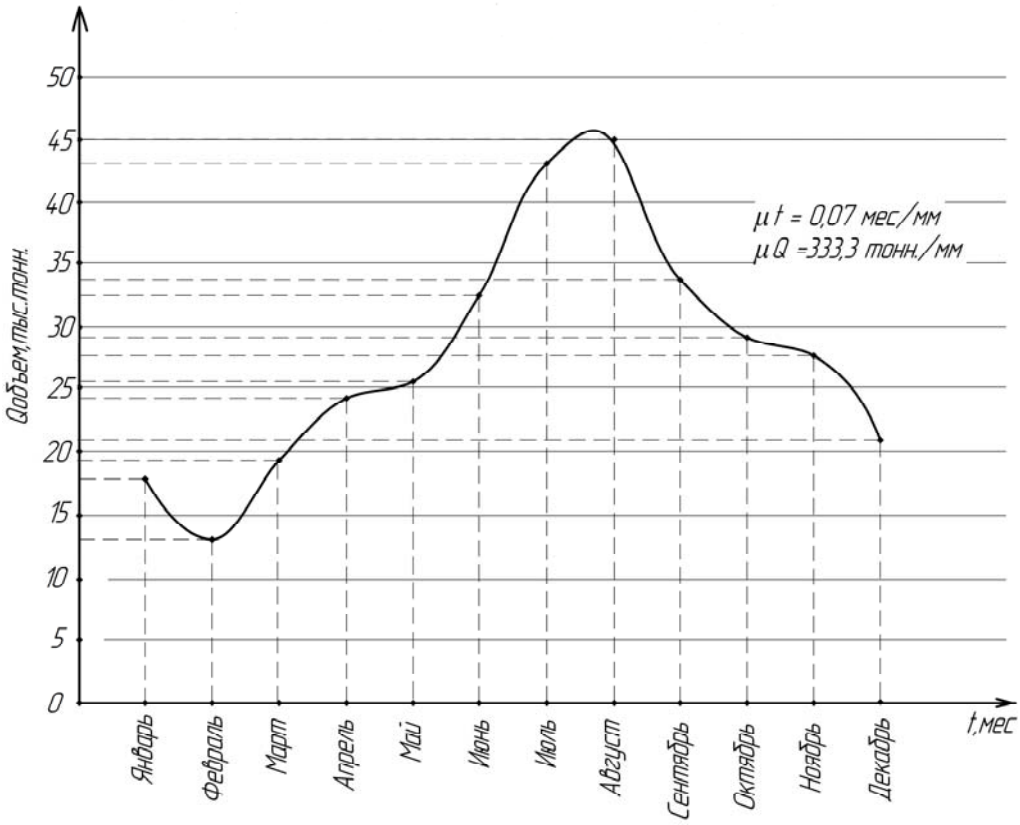

Рис. 8. Годовое распределение грузопотока в прямом и обратном направлении Симферополь – Евпатория, осуществляемого автомобильным и железнодорожным транспортом [10; 12].

Проведя аналогичные расчеты, определим потребность в грузах на душу населения:

$$Г = Q_{\max\ груз} / N_{нас} = 45000 \text{ тонн} / 122100 =$$
$$= 0{,}36 \text{ тонн/чел. в месяц.}$$
$$Q_{\max\ груз} = 0{,}36 \text{ тонн/чел.} \times (122100 + 100000) =$$
$$= 79956 \text{ тонн в месяц.}$$

При увеличении населения региона на 100 тыс. чел. месячное потребление возрастет до 79956 тонн грузов в месяц. Нагрузка на грузовой подвижной состав возрастет в 1,8 раза [2; 3].

В курортно-санаторной зоне г. Евпатория – п. Мирный – оз. Донузлав вдоль береговой линии моря планируется строительство санаториев и пансионатов с общим количеством отдыхающих до 50 тыс. чел. в сутки. Это привлечёт обслуживающий персонал (около 200 тыс. человек).

Для обслуживания такого количества людей возрастут пассажиропотоки и грузопотоки в этом регионе. По предварительным расчетам, пассажиропоток составит 35–38 тыс. пасс/сутки, грузопотоки, учитывая строительство, продукты потребления, промтовары, вырастут до 16–18 тыс. тонн/сутки.

Для перевозки пассажиров потребуется 60–100 единиц городского пассажирского транспорта (автобусов, троллейбусов), 200–250 единиц междугороднего транспорта (автобусов, междугородних троллейбусов) и строительство скоростной железной дороги Симферополь – Евпатория).

Для перевозки грузов потребуется 2–3 тыс. грузовых автомобилей в сутки. Интенсивность движения автомобилей по дорогам будет составлять 7–8 тыс. автомобилей в сутки. Для обслуживания данной пропускной способности необходимы автодороги класса 1Б или 2А [13]. Чтобы разгрузить автодорогу Симферополь – Евпатория, пассажиров этого направления планируется доставлять по скоростной железной дороге, про-

пускная способность которой в одном направлении составляет 5–6 тыс. пассажиров в сутки (если наладить круглосуточное движение, то цифра возрастёт в 2 раза) [4].

Решение обозначенных в Стратегии развития АРК на 2012–2020 гг. проблем необходимо реализовывать на основе комплексного подхода развития всех видов транспорта Западного региона Крыма. Для обслуживания курортно-санаторного комплекса от Евпатории до п. Мирный необходимо увеличить пропускную возможность дорог, соединяющих данную зону с центром полуострова – г. Симферополем – и материковой частью Украины, т. е. въездом на полуостров Крым.

На основе существующих методик расчета пассажиропотоков и грузопотоков [2–6] было выявлено, что на первом этапе необходима реконструкция и строительство скоростных автодорог, расширение проезжей части, повышение пропускной способности.

1. Расширение и модернизация автодороги регионального значения Симферополь – Евпатория (Р-25) [14] через г. Саки (71 км), доведение её до 1Б класса для доставки грузов потребления, стройматериалов и пассажиров в курортно-санаторный комплекс из центральных, западных и восточных региона Крыма.

2. Строительство на участке Саки – Евпатория дополнительной автодороги 2-го класса, предназначенной для грузовых автомобилей, по косе оз. Сасык, протяженностью 24 км. В узких местах косы необходимо провести отсыпку насыпи для расширения дорожного полотна до 15 м. Автодорога предназначена для разделения пассажирских и грузовых потоков на этом участке.

3. Расширение и реконструкция автодороги Евпатория – п. Мирный с выходом на оз. Донузлав (35 км), доведение ее до уровня 1Б класса (ориентировочная стоимость 280–300 млн. грн.) для обслуживания пансионатов и санаториев продовольственными товарами, промтоварами, стройматериалами, а также использования этой дороги как основной для сети пассажирского маршрутного транспорта, обслуживающего отдыхающих прибрежной зоны, строительства и обслуживания ветровых электростанций, располагающихся вдоль этой трассы.

4. Организация обслуживающих дорог от трассы Евпатория – п. Мирный к побережью Чёрного моря: п. Заоозёрное, Молочное, Штормовое, Поповка (ориентировочно через каждые 4–5 км трассы) [14]. Дороги должны отвечать категории 4-го класса, общая протяженность которых составляет 50 км. Предполагаемая стоимость – 200 млн. грн., дороги предназначены для доставки отдыхающих к пляжам и пансионатам и грузов для жизнедеятельности курортно-санаторного комплекса.

5. Организация регулярного пассажирского маршрутного сообщения по этим дорогам с развязочным транспортным узлом в г. Евпатории и строительством пассажирского автомобильного предприятия на 110 автомобилей (категория M_2) и автовокзала на 200 пассажиров.

6. Прокладка троллейбусной линии Саки – Евпатория – п. Мирный в 1,0–1,5 км зоне от береговой линии моря (63 км), от Саки до Евпатории использовать реконструированную существующую автодорогу (23 км), от Евпатории до п. Мирный проложить дорогу класса 1б с разделительной полосой, протяженностью 40 км. Крайнюю полосу использовать для пассажирского транспорта (троллейбус, автобус, маршрутное такси), вторую полосу – для легкового автотранспорта. Дорога предназначена для перемещения туристов и отдыхающих, а также местного населения по курортно-санаторным комплексам побережья.

7. Обустройство и организация кольцевого городского троллейбусного маршрута (18 км), соединяющего вокзал скоростной железной дороги г. Евпатории с международной троллейбусной линией Симферополь – п. Мирный для доставки пассажиров, прибывших на скоростном поезде и следующих в курортно-санаторную зону, а также обслуживания местного населения г. Евпатории в городских перевозках.

8. На дорогах, соединяющих автодорогу Евпатория – пгт Черноморский с дорогой Евпатория – п. Мирный (Р-25) суммарной протяженностью 40 км и в северо-восточном направлении от дороги Евпатория – п. Мирный (Наташино, Елизаветово, Добрушино, суммарной протяженностью 70 км) [14] проведение ремонта существующих, а при необходимости прокладку новых обслуживающих агрокомплекс дорог, доведя их до соответствия 4-ому классу.

9. Строительство скоростной двухколейной железной дороги (отрезок от г. Саки до г. Евпатории – на сваях), расположенной вдоль существующей автодороги, протяженностью 71 км для экспрессной доставки пассажиров из Симферополя в Евпаторию с промежуточной остановкой в г. Саки. Ориентировочная стоимость – 12 млн. грн. за 1 км, суммарная стоимость дороги – 852 млн. грн., и приобретение 2-х поездов по 10 вагонов немецкой фирмы «Siemens AG» вместимостью 604 пассажира и скоростью 200–250 км/ч. Пропускная способность составит в одном направлении 12 тыс. пассажиров. Общая стоимость проекта – 1600–1700 млн. грн.

Несмотря на большие капиталовложения, скоростная дорога улучшит экологическую об-

становку в регионе, создаст быструю, комфортную доставку пассажиров из Симферополя в Евпаторийскую курортно-санаторную зону. Время поездки составит 30–40 минут [6].

Выводы.

1. При анализе пассажиро- и грузопотоков на участке Симферополь – Евпатория выявлено, что они достигают своего пика в летний период, так как население региона увеличивается в 1,5–2 раза, а следовательно, возрастают потребности в перевозках грузов и пассажиров.

2. Суммарная годовая провозная способность автомобилями на участке Симферополь – Евпатория в 2 раза превышает по пассажирам и в 4 раза по грузам в сравнении с железнодорожным транспортом.

3. В результате развития курортной зоны Евпатория – п. Мирный рост населения приведет к увеличению нагрузки на пассажирский транспорт в 2 раза, а на грузовой – в 1,8 раза. Для этого необходимы модернизация и строительство автомобильных дорог, усовершенствование сетей автовокзалов, развитие инфраструктуры железнодорожного, автомобильного, а в перспективе морского транспорта и региональных авиационных перевозок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Стратегия экономического и социального развития Автономной Республики Крым на 2011–2020 годы. – К. ; Симферополь, 2010. – 62 с.
2. Афанасьев Л. Л. Единая транспортная система и автомобильные перевозки : учебник для студентов вузов / Л. Л. Афанасьев, Н. Б. Островский, С. М. Цукерберг. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Транспорт, 1984. – 333 с.
3. Горев А. Э. Грузовые автомобильные перевозки / А. Э. Горев. – М. : Академия, 2006. – 288 с.
4. Спирин И. В. Перевозки пассажиров городским транспортом / И. В. Спирин. – М. : ИКЦ «Академия», 2005. – 413 с.
5. Меркулов Е. А. Проектирование дорог и сетей пассажирского транспорта в городах : учебное пособие для вузов / Е. А. Меркулов и др. – М. : Стройиздат, 1980. – 496 с.
6. Сулейманов Э. С. Организация грузовых и пассажирских перевозок : учебное пособие / Э. С. Сулейманов, А. У. Абдулгазис. – Симферополь : ДИАЙПИ, 2010. – 240 с.
7. Анисимов А. П. Экономика, организация и планирование автомобильного транспорта : учебник / А. П. Анисимов, В. К. Юфин. – [изд. 2-е, перераб. и доп.]. – М. : Транспорт, 1986. – 248 с.
8. Служебное расписание движения пригородных поездов на 2010/2011 гг. – Днепропетровск, 2010. – 156 с.
9. Статистическая отчетность (месячная, годовая) Приднепровской железной дороги о постоянном отправлении пассажиров за 2010 г.
10. Статистическая отчетность (месячная, годовая) Приднепровской железной дороги о постоянном отправлении груза за 2010 г.
11. Расписание движения автобусов по данным ОАО Акционерная компания Крымавтотранс [Электронный ресурс]. – Режим доступа : crimea.vgorode.ua/news/59451.
12. Статистическая отчетность (месячная, годовая) ОАО Крымавтотранс за 2010 г.
13. Классификация автомобильных дорог Украины [Электронный ресурс]. – Режим доступа : wikipedia.org/wiki/Автомобильные_дороги_Украины.
14. Карты Крыма. Подробный атлас автомобильных дорог Крыма [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://ukr-map.com.ua/246851.html.

УДК 629

Эреджепов М. К., Абдулгазис У. А.

ЭКСПРЕСС-ДИАГНОСТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ И ПУСКА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

У статті запропонований експрес-діагностування систем електропостачання й пуску автомобільного двигуна із застосуванням мотор-тестера FSA-720 Bosch. Описано діагностування систем електропостачання й пуску автомобільного двигуна без зняття генератора й электростартера із ДВЗ. Аналіз отриманих результатів показав ефективність використання мотор-тестера.

Ключові слова: *експрес-діагностика, система електропостачання, система пуску, генератор, електростартер, акумуляторна батарея, діагностування систем електропостачання та пуску.*

В статье предложено экспресс-диагностирование систем электроснабжения и пуска автомобильного двигателя с применением мотор-тестера FSA-720 Bosch. Описано диагностирование систем электроснабжения и пуска без снятия генератора и электростартера с автомобильного двигателя. Анализ полученных результатов показал эффективность использования мотор-тестера.

Ключевые слова: *экспресс-диагностика, система электроснабжения, система пуска, генератор, электростартер, аккумуляторная батарея, диагностирование систем электроснабжения и пуска.*

In article is offered express-diagnostics systems of supply and starting the car engine with using motor-tester FSA-720 Bosch. It is described diagnostics systems of supply and starting the car engine without remov-

ing the generator and electrostarter with DVS. The analysis got result has shown efficiency of the use motor-tester.

Key words: *rapid diagnostics, electrical system, the system start-up, generator, electrostarter, accumulator battery power systems diagnostics and commissioning.*

Постановка проблемы. К устранению неисправностей систем электрооборудования автомобилей приходится от 11 до 17% от общего объема работ по техническому обслуживанию (ТО) и текущему ремонту (ТР). Основное количество неисправностей приходится на системы электроснабжения и пуска, включающие аккумуляторную батарею (АКБ), генераторную установку, электростартер.

Особую актуальность диагностирование этих систем приобретает в тяжелых условиях эксплуатации, например при пониженных температурах окружающей среды, для автомобилей с безгаражным хранением.

Для диагностирования систем электроснабжения и пуска непосредственно на автомобиле широко распространены методы с использованием простейших приборов: мультиметров, измерительных нагрузочных вилок, денсиметров, а также метод прослушивания работы электростартера.

Названные методы не в полной мере выполняют одну из основных задач диагностирования автомобилей – раннее обнаружение и локализацию неисправностей непосредственно на автомобиле. Обычно более углубленную диагностику систем проводят при сезонном ТО [1–4] со снятием с автомобиля АКБ, генераторной установки и электростартера, что приводит к увеличению затрат на ТО.

Более предпочтительными являются методы диагностирования системы электроснабжения и пуска непосредственно на автомобиле с использованием мотор-тестера, применение которого в последние годы получило широкое распространение.

В АТП и СТО в технологии контроля и диагностирования при ТО и ТР проводится также экспресс-диагностирование систем двигателя, включая системы электроснабжения и пуска.

В соответствии с [5], экспресс-диагностирование – это диагностирование по ограниченному числу параметров за заранее установленное время.

Мотор-тестер в сравнении с другими простейшими приборами наиболее адаптирован к проведению экспресс-диагностирования, поскольку за один прием подключения к двигателю позволяет определять техническое состояние двигателя по ряду существенных показателей, например по механической части, системам управления и др.

Цель работы – показать методику диагностирования систем электроснабжения и пуска автомобильного ДВС с использованием мотор-тестера FSA-720 Bosch, которую можно применить в технологии экспресс-диагностирования системы электроснабжения и пуска, а также при комплексной оценке технического состояния автомобильного двигателя; на примере диагностирования систем электроснабжения и пуска автомобильного ДВС с использованием мотор-тестера проанализировать полученные результаты измерений.

Изложение основного материала. Диагностирование систем электроснабжения и пуска в проводилось на лабораторном стенде на базе карбюраторного двигателя объемом 1,5 литра с использованием стационарного универсального мотор-тестера FSA-720 Bosch. Диагностирование выполнялось в следующих тестах.

Системы электроснабжения:
- «Аккумуляторная батарея – ток стартера»;
- «Генератор»;
- «Характериограф».

Системы пуска:
- «Аккумуляторная батарея – ток стартера»;
- «Стартер»;
- «Универсальный осциллоскоп».

Подключение мотор-тестера к ДВС проводилось в соответствии с инструкцией по эксплуатации, приведенной в программном обеспечении мотор-тестера.

Диагностирование системы электроснабжения.

Тест «Аккумуляторная батарея – ток стартера» предназначен для определения падения напряжения и величины потребляемого тока в цепи «электростартер – АКБ» при прокрутке коленчатого вала ДВС электростартером. Однако этот тест может быть также использован и для определения работы системы электроснабжения при неработающем и работающем ДВС. При работающем ДВС характеристики системы электроснабжения могут быть сняты для различных токовых нагрузок и частот вращения коленчатого вала.

Результаты измерений системы электроснабжения в тестах «Аккумуляторная батарея – ток стартера», «Генератор», «Характериограф» представлены на рис. 1–4.

Результаты измерений (рис. 1) показывают величину падения напряжения (ЭДС) на АКБ без нагрузки.

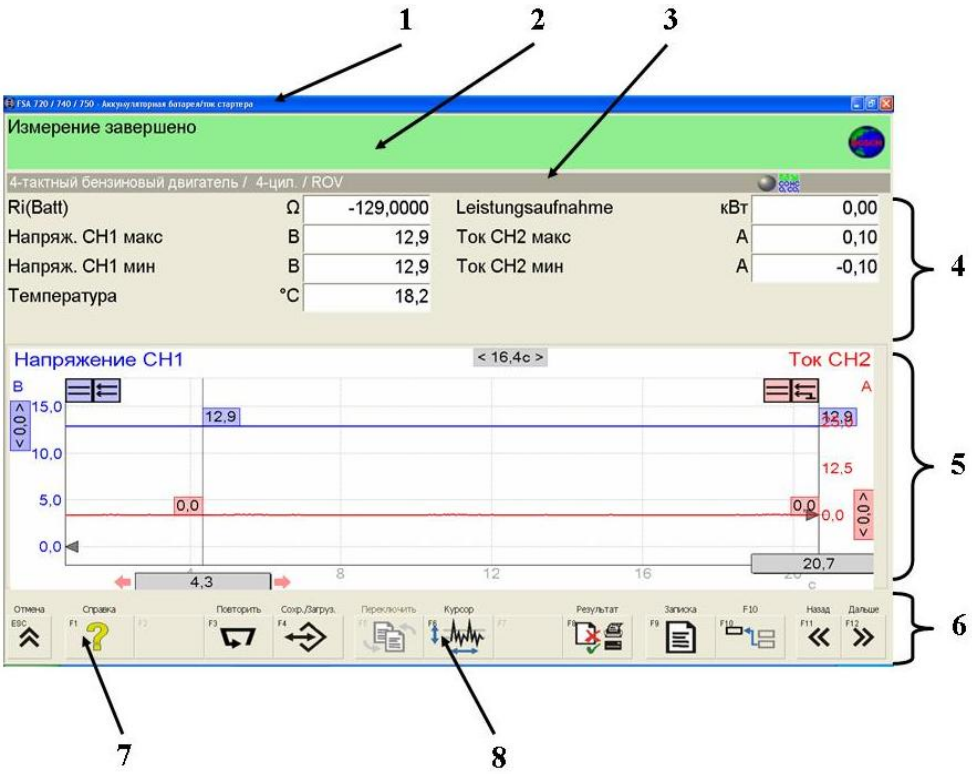

Рис. 1. Общий вид окна с результатами измерений системы электроснабжения в тесте «Аккумуляторная батарея – ток стартера» при неработающем двигателе: 1 – строка с наименованием теста – «Аккумуляторная батарея – ток стартера»; 2 – поле с информацией для оператора – «Измерение завершено»; 3 – строка с информацией о диагностируемом средстве – «4-тактный бензиновый двигатель/4-цил./ROV»; 4 – окно с результатами измерений в цифровом виде; 5 – окно с результатами измерений в графической форме (осциллограммы); 6 – строка функциональных клавиш; 7 – клавиша вызова справки; 8 – функциональная клавиша – «Курсор».

Результаты измерений падения напряжения и величины тока на АКБ при работающем двигателе показаны на рис 2. В цифровом поле нашли отражение диагностические параметры, характеризующие работу генератора, реле-регулятора, в графическом – характер пульсаций падения напряжения на АКБ. Регулируемые пределы изменения напряжения от 14,3 до 14,7 В показаны в цифровом поле.

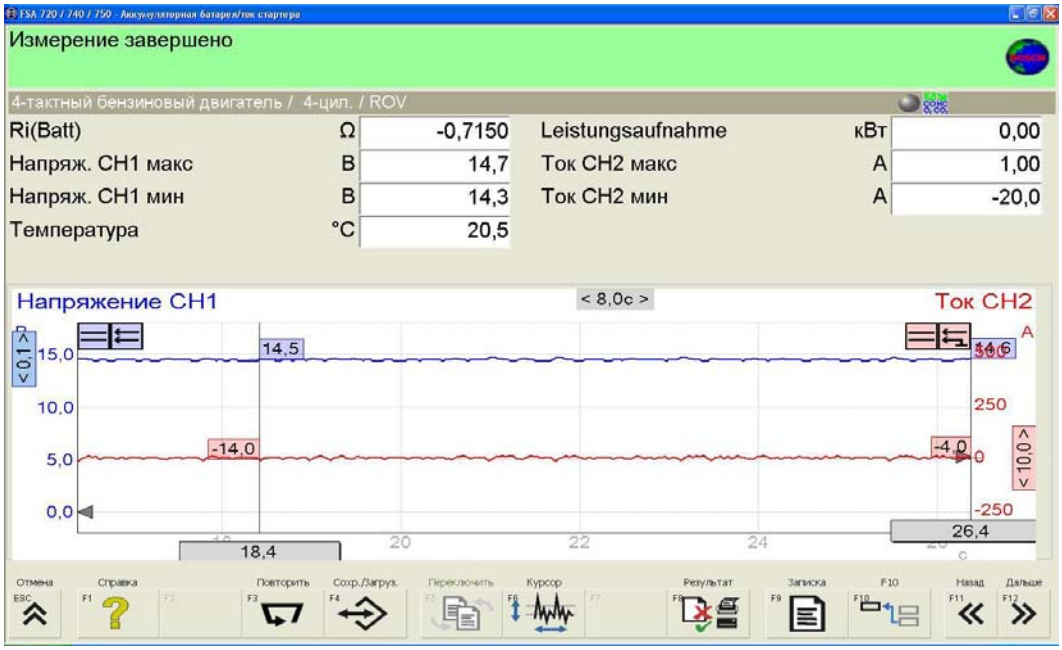

Рис. 2. Общий вид окна с результатами измерений системы электроснабжения в тесте «Аккумуляторная батарея – ток стартера» при работающем двигателе.

Измерения, проведенные в тесте «Генератор» (рис. 3), дают дополнительную информацию о техническом состоянии генератора и реле-регулятора.

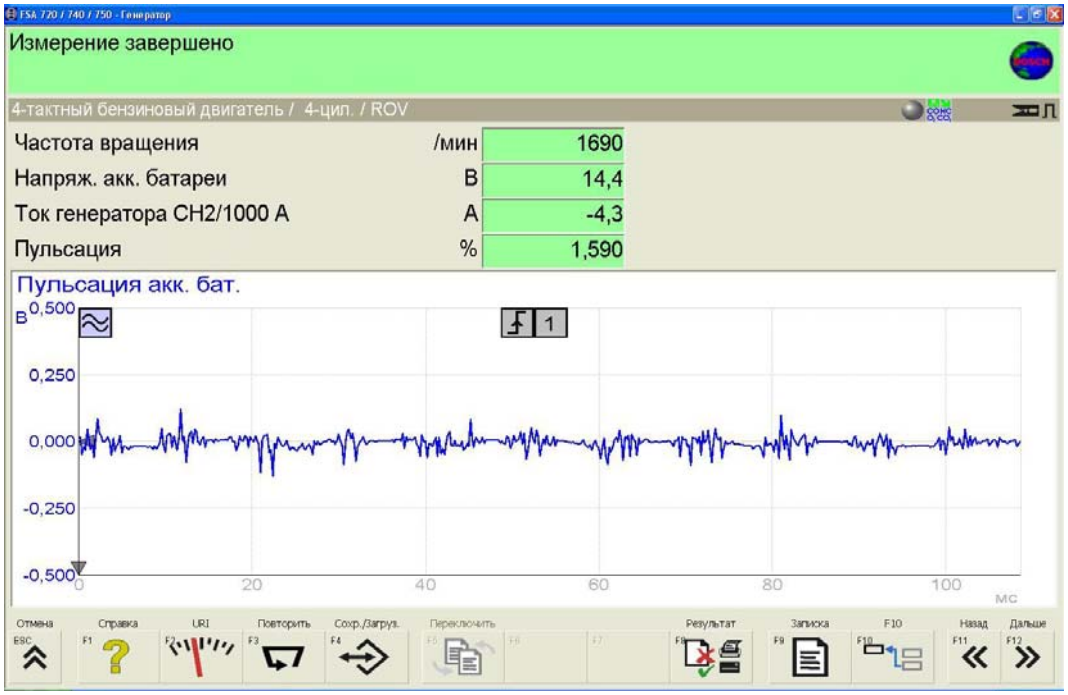

Рис. 3. Характеристика генераторной установки в тесте «Генератор».

В тесте «Характериограф» (рис. 4) могут быть измерены показания падения напряжения на АКБ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

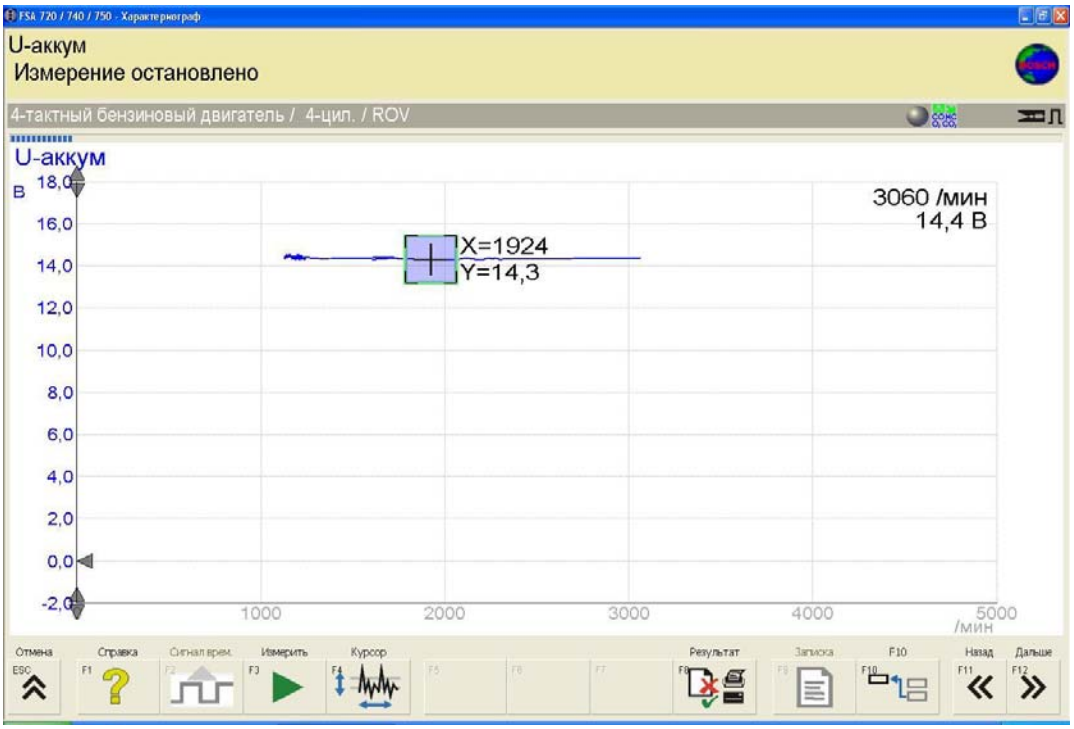

Рис. 4. Общий вид окна с результатами измерений системы электроснабжения в тесте «Характериограф» при работающем двигателе.

Результаты измерений показывают характеристику генераторной установки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя ($U_{АКБ}$ = 14,4 В при n_e = 3060 мин$^{-1}$).

Таким образом, измерения, проведенные в тестах «Аккумуляторная батарея – ток стартера», «Генератор», «Характериограф», указывают на такие неисправности, как пробуксовка ремня генератора, уменьшение или увеличение сопротивления в цепи «генератор – АКБ», неисправности выпрямительного блока, реле-регулятора генераторной установки и др.

Диагностирование системы пуска. Перед проведением измерений принимаем меры по недопущению запуска ДВС при прокрутке электростартером. В настройках измерительного окна устанавливаем масштабы измерения (предельные значения шкал измерения), в том числе: времени по оси **X** = 5 сек.; падения напряжения по оси **Y**= 20 В; тока **Y**= 1000 А. Окно с результатами измерений в тесте «Аккумуляторная батарея – ток стартера» на стадии пуска показано на рис. 5.

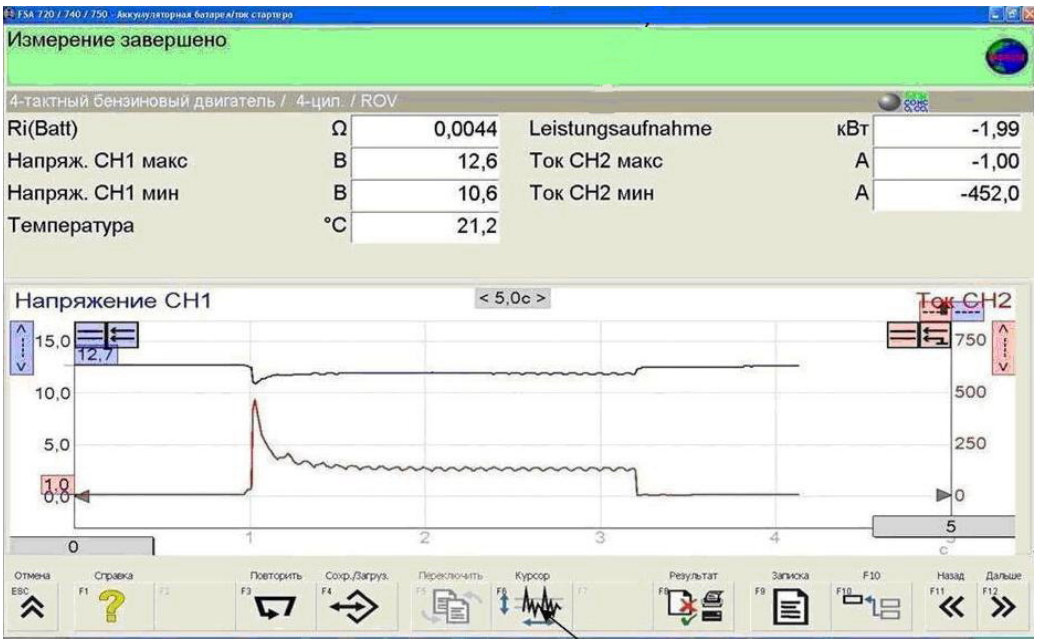

Рис. 5. Общий вид окна с результатами измерений в тесте «Аккумуляторная батарея – ток стартера» на стадии пуска.

В цифровом информационном поле рис. 5 представлены диагностические параметры системы пуска:

- внутреннее сопротивление АКБ под нагрузкой, R_i (Batt) = 0,0044 Ом;
- напряжение АКБ без нагрузки ($CH1_{max}$), равное 12,6 В;
- максимальное падение напряжения на АКБ, при максимальном значении потребляемого тока в 452 А ($CH2_{min}$), равное 10,6 В;
- температура масла в катере ДВС, равная 21,2°С;
- мощность электростартера в пределах общего времени измерения leistungsaufnaxme, составляющая 1,99 кВт;
- потребляемый ток датчиками температуры и масла ДВС (CH2), равный 1,0 А;
- максимальный ток в цепи «стартер – АКБ» (CH2), равный 452 А.

Отметим, что диагностические параметры в цифровом поле дают общую информацию о техническом состоянии системы пуска. Более подробная информация содержится в графическом поле (рис. 6).

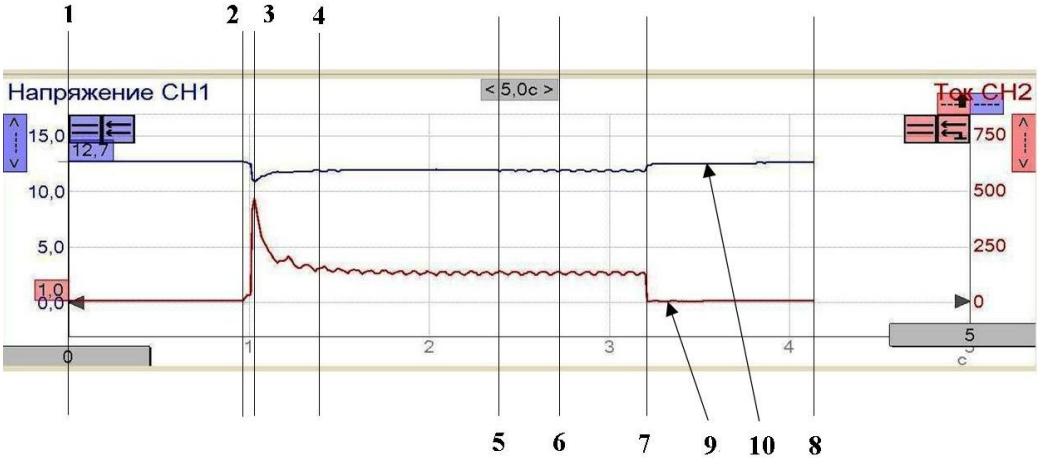

Рис. 6. Осциллограммы, характеризующие работу и техническое состояние системы пуска:
1–8 – сечения на характерных временных участках осциллограмм;
9 – осциллограмма падения напряжения на АКБ;
10 – осциллограмма потребляемого тока электростартером.

Для анализа осциллограмм с помощью курсора 6 определяются значения тока и падения напряжения в заданных сечениях 1–8.

Характеристика сечений

Сечение 1 – начало измерений. Ток, потребляемый электростартером, равен 0 А (осциллограмма 9), падение напряжения на АКБ – 12,7 В (осциллограмма 10).

Сечение 2 – поворот ключа зажигания и начало подачи электропитания к обмотке тягового реле. На осциллограмме 9 наблюдается нарастания тока, а на 10 – начало падения напряжения.

Сечение 3 характеризуется максимальным потребляемым током стартера, а также и максимальным падением напряжения на АКБ при этом якорь стартера остается неподвижным. Величина тока в сечении 3 соответствует пусковому току, при неподвижном якоре стартера. Сечение 3 характеризует также начало трогания и вращения вала стартера совместно с коленчатым валом ДВС.

Между сечениями 3–4 происходит резкое уменьшение потребляемого тока стартером, соответственно и уменьшение падения напряжения. Фронт падения тока и нарастание напряжения на этом участке указывает начавшуюся прокрутку якоря стартера и коленчатого вала.

Сечение 4 соответствует началу равномерного вращения вала стартера совместно с коленчатым валом. Пульсации тока в интервале сечений 3–7 на осциллограмме 9 характеризуют наличие знакопеременной нагрузки, создаваемой коленчатым валом. Максимальные значения пульсирующего тока, очевидно, соответствуют нахождению поршней ДВС в верхней мертвой точке в такте сжатия, а минимальные такту выпуска сжатого воздуха.

Интервал времени между сечениями 5 и 6 соответствует двум оборотам коленчатого вала.

Сечение 7 – выключение стартера.

Сечение 8 – завершение измерения.

Осциллограмма падения напряжения 10 (рис. 6) в тесте «Аккумуляторная батарея – ток стартера» позволяет определить следующие показатели:

- для АКБ – величину ЭДС и значения падения напряжения при различной токовой нагрузке электростартером;
- разность показаний падения напряжения на АКБ в начале и конце измерения могут также характеризовать техническое состояние АКБ.

Осциллограмма 9 (рис. 6) тока АКБ отражает такие показатели:

- ток, потребляемый стартером в режиме торможения муфты свободного хода;
- характеристику тока стартера, потребляемого в режиме прокрутки коленчатого вала.

Для получения более расширенной информации о техническом состоянии стартера были проведены измерения в тесте «Стартер». Устанавливались следующие масштабы: времени по оси **X** = 2 сек., тока **Y**= 500 А.

На рис. 7 показан общий вид окна результатов измерений в этом тесте.

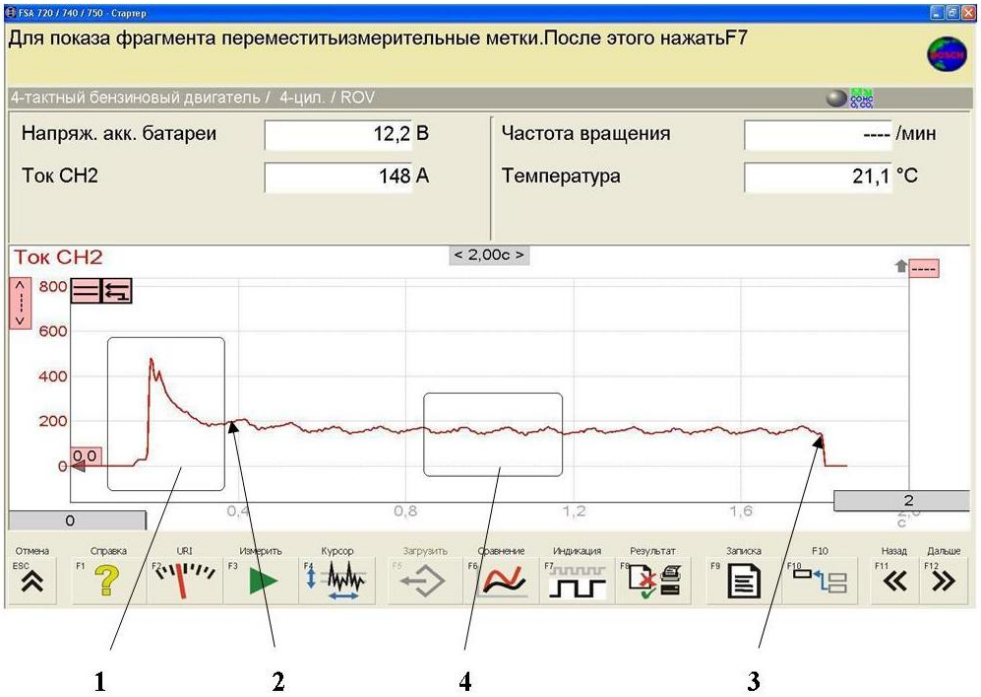

Рис. 7. Общий вид окна с результатами измерений в тесте «Стартер»:
1 – участок включения электростартера и начало равномерной прокрутки коленчатого вала; 2 – момент начала равномерного вращения якоря электростартера и коленчатого вала ДВС; 3 – момент отключения электростартера; 4 – участок равномерного вращения вала электростартера и коленчатого вала.

Диагностические параметры, отображенные в числовом поле:

- ток CH2 – 148 А – потребляемый ток электростартером при падении напряжения на АКБ до 12,2 В;
- температура масла, равная 21,1°С.

На рис. 8 более детально показан участок (рис. 7, участок 1), на котором изображены осциллограммы включения стартера и начала равномерной прокрутки коленчатого вала.

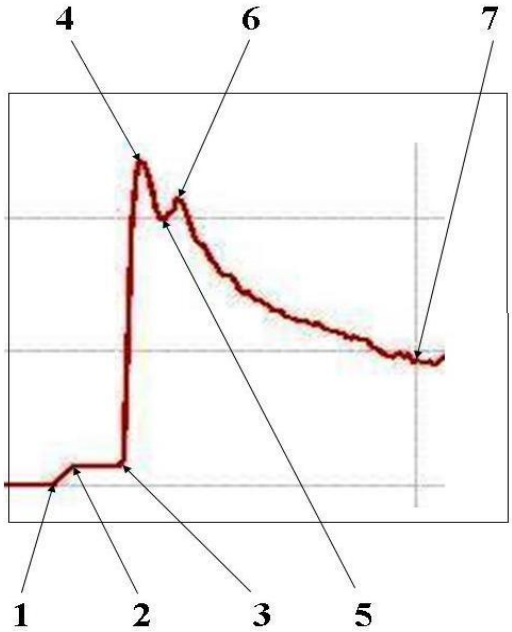

Рис. 8. Участок осциллограммы включения электростартера и начала равномерной прокрутки коленчатого вала: 1 – подача электропитания к обмоткам тягового реле; 2 – окончание нарастания тока в обмотках тягового реле; 3 – срабатывание контактной пяты и начало подачи электропитания на нагрузочные обмотки стартера; 4 – начало вращения якоря стартера; 5 – начало передачи крутящего момента от вала стартера к коленчатому валу; 6 – окончание нарастания тока в нагрузочной обмотке стартера; 7 – начало равномерного вращения электростартера.

Представляет интерес также участок 4 на рис. 7. Для анализа данного участка измерения были проведены в тесте «Осциллоскоп универсальный» в масштабе времени по оси X = 500 мс, тока – по оси Y = 200 А. Результаты измерений показаны на рис 9.

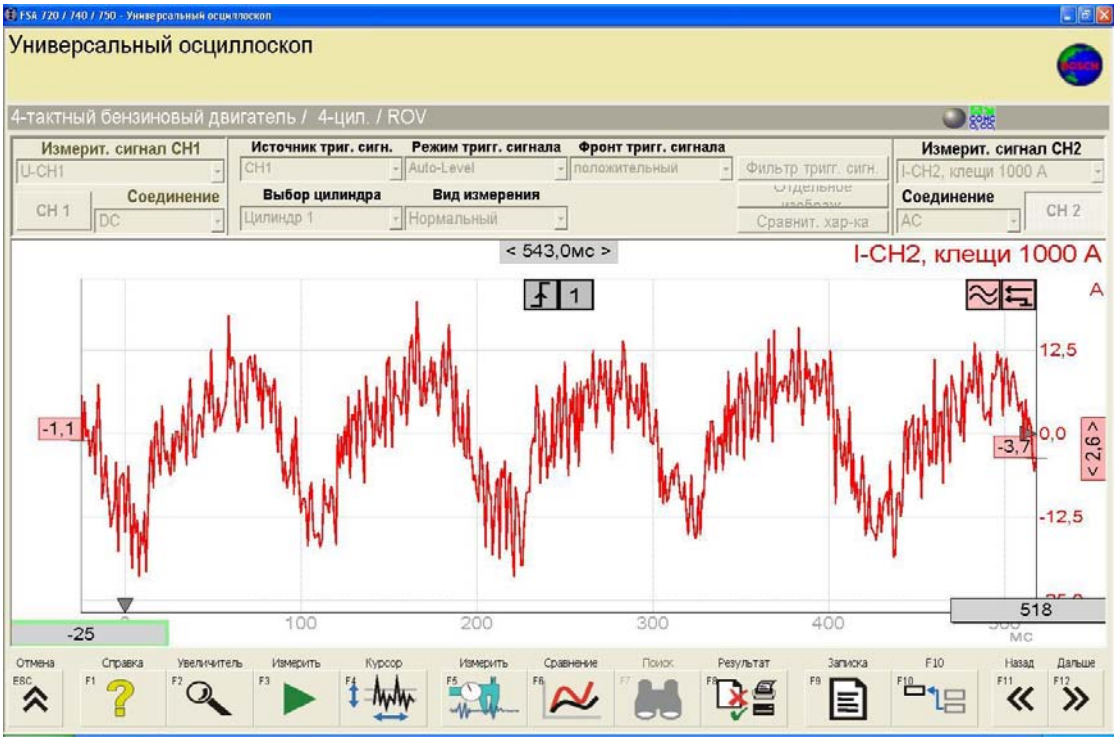

Рис. 9. Осциллограмма участка равномерного вращения коленчатого вала.

Общий характер синусоиды, как описывалось ранее, вызван знакопеременной нагрузкой, создаваемой коленчатым валом. В пределах синусоидальной кривой наблюдаются высокочастотные колебания тока со средней амплитудой ±15 А.

Очевидно, здесь отражаются колебания тока, возникающие между щетками и коллекторами якоря электростартера, вызывающие искрообразование. Колебания тока могут зависеть от радиальных и осевых биений вала стартера, зазоров между валом якоря и подшипниками скольжения, усилиями прижатия щеток к коллекторам якоря, окисления, износа коллекторов и щеток и др.

При диагностировании генератора в данном тесте можно контролировать техническое состояние щеточно-коллекторного узла генератора.

При необходимости диагностирование электростартера без нагрузки можно проводить путем подключения «+» клеммы АКБ с клеммой «+» стартера, используя автоматический выключатель.

Выводы.

1. Показаны возможности диагностирования систем электроснабжения и пуска автомобильного двигателя с использованием мотор-тестера FSA-720 Bosch, что позволило дифференцированно оценивать их работу, а также упростить процесс поиска и локализацию неисправностей.

2. Дифференциальная оценка работы систем электроснабжения и пуска и сокращение времени диагностирования, позволяют применять приведенные методы в экспресс-диагностировании, в том числе и при комплексной оценке технического состояния автомобильного двигателя.

3. При выборе наиболее оптимальных параметров учтены основные требования, предъявляемые к диагностическим параметрам, а именно: однозначность, стабильность, чувствительность и информативность. Установлено, что большинство показателей измерений, полученных в тестах «Аккумуляторная батарея – ток стартера», «Стартер», «Универсальный осциллоскоп», могут быть приняты в качестве диагностических. Эти параметры, как правило, связаны с конструктивными особенностями и условиями эксплуатации систем электроснабжения и пуска ДВС.

4. Диагностирование систем электроснабжения и пуска с использованием мотор-тестера, осуществляемое без снятия узлов и деталей с ДВС в динамике, что позволяет значительно сократить время диагностирования и устанавливать более рациональную, технически обоснованную периодичность диагностирования, обслуживания и ремонта системы электрооборудования в целом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. Наказ Міністерства транспорту України від 30 березня 1998 року № 102.
2. Стенд Э-250-07 для контроля и ремонта снятого с автомобиля электрооборудования [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.rustehnika.ru/catalog/auto/control/e_250_02/.
3. Автомобили КамАЗ / Р. А. Мартынова, В. А. Трынов, В. С. Прокопьев ; [общ. ред. Л. Р. Пергамента]. – М. : Недра, 1981. – 424 с.
4. Открытое акционерное общество «Минский моторный завод». Дизели Д-245.7Е2, Д-245.9Е2, Д-245.30Е2. Руководство по эксплуатации Д-245.Е2. – Минск, 2009. – 96 с.
5. ГОСТ 20911-89 Техническая диагностика Термины и определения.