ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 11 • ноябрь • 2017

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 05.22.10

СПЕЦИФИКА ПРИМЕНЕНИЯ АУТСОРСИНГА В УПРАВЛЕНИИ ПЕРСОНАЛОМ АВТОСЕРВИСА

ДУБОВИК Е.А.
Донской ГТУ (+7.863. 273-85-11)

Рассматривается использование аутсорсинга в управлении персоналом предприятий технического обслуживания автомобилей.

Ключевые слова: *автосервис, аутсорсинг, персонал, предприятия.*

Dubovik E.A.

THE SPECIFIC APPLICATION OF OUTSOURCING IN THE STAFF MANAGEMENT SERVICE CENTER

This paper examines the use of outsourcing in the staff management of service centers.

Keywords: *service, outsourcing, personnel, enterprises.*

Технологии автосервиса непрерывно развиваются, а конкуренция в данной области постоянно усиливается. Квалифицированные специалисты-универсалы становятся более востребованными, но отыскать их с каждым днём всё сложнее. Ещё недавно единственным доступным способом найти и удержать возле себя команду грамотных рабочих можно было только в том случае, если они официально устраивались в штат компании и получали ежемесячное довольствие, различные пособия, отпускные, больничные выплаты и т.д. Всё это оказывало значительное влияние на финансовое положение компании, но если она занималась сервисной деятельностью, то и выбора особого руководитель не имел. Сегодня же специалистов-универсалов можно "арендовать" в специальных компаниях только тогда, когда их услуги необходимы, значит держать большой штат совершенно не нужно.

Цель использования аутсорсинга в автосервисе состоит в повышении качества автосервисной услуги, сокращении времени выполнения полученного заказа и увеличении прозрачности затрат. За счёт более чёткого управления потокопроцессами повышается эффективность управления организацией автосервисной индустрии. Это приводит к сокращению срока оборачиваемости активов и высвобождению средств. Привлечение специализированной компании (аутсорсера) позволяет девелоперу сконцентрироваться на основном бизнесе, сократить инвестиции в основные фонды, получить доступ к новым технологическим разработкам, гибко реагировать на рыночные перемены, повысить эффективность дистрибьюции, процессов закупки, сбыта и сервисного обслуживания клиентов.

Рынок услуг аутсорсинга для автосервисной отрасли — это совокупность организаций, производящих и реализующих комплекс различных услуг в области автосервисной индустрии в части управленческого консультирования, маркетинга, консалтинга, бухгалтерского учёта и аудита, управления кадрами, инжиниринга услуг, автоматизации процесса производства, бизнес-процессов и управления. Таким образом, компания-девелопер на базе управления аутсорсинговыми договорами разрабатывает стратегию своего рыночного участия, которая сводится к сосредоточению всех ресурсов на ключевой компетенции и гибкой передаче остальных функций надёжному партнёру-аутсорсеру.

Помимо активного использования аутсорсинга автосервисные компании способны сами стать поставщиками аутсорсинговых услуг. Это особенно актуально для крупных компаний, которые располагают, например, собственной службой логистики или крупным отделом закупок (ЗИП, ГСМ).

В докризисные времена многие автосервисные компании стремились по возможности укрупнить бизнес. Если была возможность создать собственную или поглотить примыкающую инфраструктурную единицу, то так обычно и поступали. Было предпочтительнее работать с собственными проектировщиками, поставщиками, логистами и даже иметь собственное охранное предприятие.

Сегодня крупные компании с широкой сетью контрагентов способны предложить рынку услуги по закупкам (ЗИП, ГСМ), инжинирингу и др. Зная рынок автосервисных услуг изнутри, имея необходимый опыт и налаженные связи в инвестиционно-автосервисном сообществе, компании способны стать новыми лидерами в отрасли аутсорсинговых услуг. Таким образом, срабатывает эффект масштаба. Промышленные мощности будут дозагружены и приносить дополнительный доход. И вполне возможно, что намного эффективнее будет предоставлять аутсорсинговые услуги по логистике и закупкам сторонним организациям, а выполняемый ранее самостоятельно процесс техобслуживания отдать другой компании — аутсорсинг. Поэтому сегодня было бы некорректно говорить, что аутсорсинг следует рассматривать лишь как способ снижения затрат. Намного результативнее подходить к аутсорсингу как к стратегическому партнёрству.

В отличие от аутсорсинга, где специалисты не имеют ничего общего с фирмой-нанимателем до тех пор, пока их услуги не понадобятся, аутстаффинг персонала предполагает вывод одного или нескольких сотрудников из штата фирмы. Но не просто увольнение, а перевод под юрисдикцию компании-провайдера. При таком положении дел, персонал автосервиса продолжает выполнять работы в той же компании, где они трудились раньше, но их непосредственным начальником теперь является руководитель аутсорсинговой компании. Он же берёт на себя ответственность выполнять: расчёт и выплату заработной платы, уплату налогов; оформление социальных выплат, отпускных, больничных; ведение документооборота в соответствие с законодательством РФ; выполнение своевременных отчислений в государственные инстанции (ПФ, ФСС, пр.); учёт военнообязанного персонала и т.д.

Весь автосервисный персонал проходит своевременную квалификационную подготовку и знаком с последними разработками мира сервисных технологий. Высокая квалификация, опыт работы в своей сфере и ответственный подход к поручениям — вот основные преимущества сотрудничества с аутсорсинговой компанией.

АСМ-факты

АВТОМОБИЛЬНЫЙ РЫНОК РОССИИ В ЯНВАРЕ—СЕНТЯБРЕ 2017 ГОДА

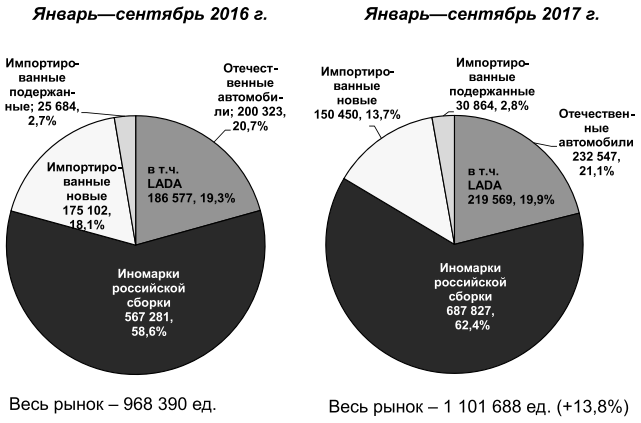
(по информации ОАО "АСМ-холдинг")

ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ

Оптовые продажи легковых автомобилей в январе—сентябре 2017 г. выросли на 13,8 % по отношению к январю—сентябрю 2016 г. и составили 1101,7 тыс. единиц. Сравнение структуры рынка легковых автомобилей по их происхождению выявляет рост абсолютных объёмов продаж во всех сегментах рынка, кроме импорта новых автомобилей зарубежного производства. В отношении занимаемых долей рынка можно отметить расширение доли в сегментах зарубежных моделей российской сборки (с 58,6 до 62,4 %) и импорта подержанных автомобилей, сохранение доли отечественных машин на уровне 21,0 % и сужение доли импорта новых автомобилей с 18,1 до 13,7 %.

Продажи отечественных автомобилей в январе—сентябре 2017 г. выросли на 16,1 % (до 232,5 тыс. ед.), оптовые продажи автомобилей ВАЗ в январе—сентябре 2017 г. выросли на 17,7 %, а их доля составила 19,9 %. Продажи зарубежных моделей российской сборки занимают доминирующее положение на рынке легковых автомобилей, их продажи выросли на 21,2 % (до 687,8 тыс. ед.). Совокупная доля продаж автомобилей, собранных в России (отечественных и иномарок), увеличилась с 79,3 до 83,5 % в январе—сентябре 2017 г.

СТРУКТУРА РОССИЙСКОГО РЫНКА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ПРОИСХОЖДЕНИЮ



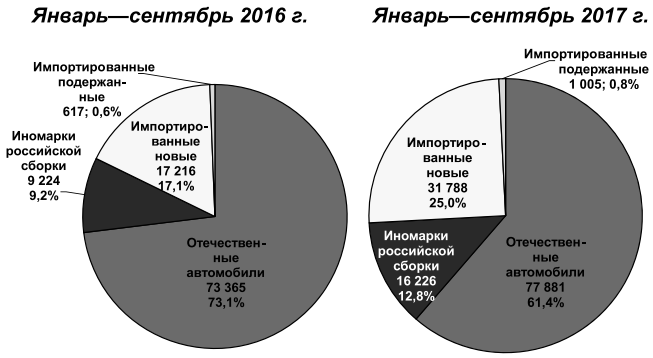
Весь рынок – 968 390 ед. Весь рынок – 1 101 688 ед. (+13,8%)

Импорт новых автомобилей сократился на 12,4 % — до 150,5 тыс. ед., а их доля на рынке сократилась с 18,1 % в январе—сентябре 2016 г. до 13,7 % по итогам девяти месяцев 2017 г. Ввоз подержанных машин по-прежнему не играет сколько-нибудь заметной роли на рынке (с учётом импорта по ГТД и ТПО).

По данным Ассоциации Европейского Бизнеса, совокупный объём дилерских продаж новых легковых и лёгких коммерческих автомобилей в России в январе-сентябре 2017 г. составил 1 129 374 ед., что на 10,6 % больше, чем в январе—сентябре 2016 г. (1 021 070 ед.). Импорт легковых автомобилей по ТПО (включен в расчёт рынка) составил в январе—сентябре 2017 г. 16 185 ед. против 12 505 ед. годом ранее. Из них на подержанные автомобили пришлось 15 007 ед. и 11 436 ед. соответственно.

ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ (ВКЛЮЧАЯ МАЛОТОННАЖНЫЕ)

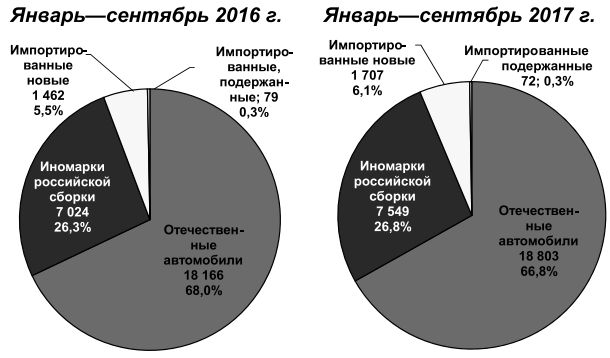
СТРУКТУРА РОССИЙСКОГО РЫНКА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ПРОИСХОЖДЕНИЮ



Весь рынок – 100 422 ед. Весь рынок – 126 900 ед. (+26,4%)

АВТОБУСЫ И МИКРОАВТОБУСЫ

СТРУКТУРА РОССИЙСКОГО РЫНКА АВТОБУСОВ ПО ПРОИСХОЖДЕНИЮ



Весь рынок – 26 731 ед. Весь рынок – 28 131 ед. (+5,2%)

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 621.43.057

ВЛИЯНИЕ ДОБАВОЧНОГО ВОДОРОДА НА КОЭФФИЦИЕНТ МОЛЕКУЛЯРНОГО ИЗМЕНЕНИЯ ПРИ СГОРАНИИ ТОПЛИВА В ПОРШНЕВЫХ ДВС

Кандидаты техн. наук **БОРТНИКОВ Л.Н., ЛОЖКИН М.Н.** и **ПАВЛОВ Д.А., СЕМЁНОВ А.В.**
Тольяттинский ГУ (8 8482. 53-92-65)

Приведены результаты расчётного исследования теоретического коэффициента молекулярного изменения при сгорании смесевого топлива "изооктан + водород" и различных соотношениях их массовых долей.

Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания, коэффициент молекулярного изменения, углеводородные топлива, водород, горение, продукты сгорания, теоретически необходимое количество воздуха, состав продуктов сгорания.*

Bortnikov L.N., Logkin M.N., Pavlov D.A., Semionov A.V.

INFLUENCE OF HYDROGEN ADDITION ON "REACTANTS/PRODUCTS" NUMBER OF MOLES CHANGING RATIO AT COMBUSTION IN ICE

Calculation results of "reactants/products" number of moles changing ratio μ_T at combustion of "isooctane—hydrogen" fuel composition are presented.

Keywords: *internal combustion engine, "reactants/products" number of moles changing ratio, hydrocarbon fuels, hydrogen, combustion, combustion products, stoichiometry.*

Процесс горения газообразных веществ может сопровождаться, как известно, при выполнении закона сохранения массы, изменением объёма продуктов сгорания по сравнению с объёмом исходной топливной смеси. Данный факт оказывает влияние на эффективность, в частности, является положительным фактором, так как при этом увеличивается продуктами сгорания при расширении в цилиндре двигателя.

Рабочий процесс поршневых ДВС — это, как известно, сгорание (реакция окисления) топливовоздушной смеси в замкнутом объёме и, связанное с этим, увеличение давления, за счёт которого совершается полезная работа [1—3]. Для решения многих практических задач большой интерес представляют количественные значения его параметров. В частности, связи между составом топливовоздушной смеси и эффективностью рабочего процесса. Например, при переводе ДВС на альтернативные топлива [3—6].

Одно из наиболее вероятных альтернативных топлив в настоящее время — водород, который может эффективно использоваться как в качестве основного топлива, так и в качестве добавки к углеводородному топливу, например, к бензину [5, 7—9]. Более целесообразным сейчас представляется второе, с постепенным, по мере истощения природных запасов углеводородов и развития технологий получения водорода, переходом на всё более широкое его применение. При этом смесевое топливо, например, "бензин + водород" должно рассматриваться как топливо переменного состава, т.е. с разным соотношением долей бензина и водорода, адаптированное к конкретным режимам работы и, следовательно, обладающее разными физико-химическими свойствами, которые определяют конечные эффекты сгорания горючих смесей в воздухе и тем самым показатели эффективности двигателя [4, 5].

Исходя из этого, целью данной работы был расчётный анализ молекулярного изменения продуктов сгорания смесевого топлива, состоящего из углеводородного компонента и добавочного водорода при различных их соотношениях и выявление возможных пропорций, позволяющих получить наибольшее изменение объёма. При этом в качестве углеводородного компонента рассматривался изооктан C_8H_{18}, имеющий физико-химические свойства, близкие к бензину, и точную химическую формулу, что позволяет на основе известных для смеси газов соотношений определить необходимые для расчёта данные [10].

Изменение количества молекул в процессе сгорания можно характеризовать теоретическим коэффициентом молекулярного изменения [2—4], определяемым формулой 1 (см. таблицу). Для случая полного сгорания, т.е. для значений коэффициента избытка воздуха $\alpha \geq 1$, имеющего в связи с наилучшей экономичностью топлива наибольшее практическое значение, количество M_1 горючей смеси определяется формулой 2. Величина L_0 для топлива, состоящего из углерода и водорода, в частности, для изооктана, определяется формулой 3. Вследствие практического отсутствия кислорода принимается $g_O = 0$. Величины $g_{Сок}$, и $g_{Нок}$ определяются соотношениями 4 и 5.

Добавление к углеводородному топливу водорода не изменяет его химической формулы, однако увеличивает долю водорода в смесевом топливе "изооктан + водород" при одновременном снижении доли изооктана (формула 6). Здесь $g_{ок}$ — массовая доля изооктана, а g_{H_2} — водорода в смесевом топливе и, следовательно, количеств углерода и водорода, содержащихся в нём. В связи с этим для определения величины L_0 использовался расчёт материального баланса процесса горения, как окисления сложных химических соединений (смесей), элементарный состав которых записывался в виде суммы содержания в них элементарных веществ, представленных массовыми долями углерода, водорода и кислорода. При этом использовались уравнения полного окисления изооктана и водорода в кислороде при известном элементарном составе смесевого топлива, выраженном массовыми долями входящих в его состав элементов — углерода и водорода, как в составе изооктана, так и дополнительно вводимого в топливную смесь. Таким образом, при определении L_0 для изооктана его массовая доля равняется $g_{ок} = 1$, а дополнительного вводимого водорода $g_{H_2} = 1$ — нулю; по мере увеличения доли водорода в смесевом топливе она возрастает до 1, а доля изооктана в соответствии с формулой 6 снижается.

Реакции полного окисления изооктана и водорода кислородом описываются уравнениями 7. Первое представляет реакцию окисления изооктана, а второе — окисления дополнительно вводимого в топливную смесь водорода. В соответствии с законом сохранения массы при подаче в смесь дополнительного водорода долей $g_{H_2} = 1$ (от 0 до 1) по данным уравнениям определялось количество необходимого для окисления кислорода и по его объёмному содержанию в воздухе находилась величина L_0.

Расчёты проводились в следующем порядке.

На основании известных молярных масс веществ, составляющих уравнения 7, определялось количество кислорода m_{O_2}, необходимое для окисления изооктана и дополнительно подаваемого водорода (формула 8). На основании полученных значений m_{O_2} определялось количество воздуха (формула 9). Затем, по формуле 10, находился объём воздуха при горении в нормальных физических условиях (P = 760 мм рт. ст., T = 293 К). И, наконец, по результатам выполненных расчётов определялась величина L_0.

Отметим, что аналогичные результаты могут быть получены при расчётах с применением формулы 12, следующей из зависимости 3. Результаты расчётов представлены на графиках рис. 1, *а*, из рассмотрения которого можно видеть, что необходимое для полного сгорания 1 кг смесевого топлива "изооктан + водород" количество воздуха линейно возрастает с увеличением доли водорода g_{H_2} в топливной смеси.

Молярная масса смесевого топлива "изооктан—водород" $m_т$ также рассматривалась как масса смеси, состоящей из двух компонентов (изооктана и водорода) и определялась, как указывалось выше, по известному соотношению для смеси газов [10—11] (формула 13). Тогда молярная масса смесевого топлива "изооктан + водород" определяется формулой 14. На рис. 1, *б* приведён полученный в результате расчётов график изменения молярной массы смесевого топлива "изооктан + водород" при изменении $m_т$ от значения $m_т = 114$, характерного для изооктана, и $m_т = 2$ — для водорода, представляющий в соответствии с формулой 14 гиперболическую зависимость.

Количество продуктов сгорания M_2 определялось как сумма продуктов полного сгорания топлива, вклю-

чающих углекислый газ CO_2, пары воды H_2O, кислород O_2 и азот N_2 (формула 15). Результаты расчётов — аналогичны результатам, получаемым при определении M_2 по более удобной в применении формуле 16, предложенной авторами и следующей из известной зависимости, применяемой при выполнении термодинамического расчёта двигателей:

$$M_2 = \left(\frac{g_{\text{Сок}}}{12} + \frac{g_{\text{Нок}}}{2}\right) + (\alpha - 0{,}208)L_0. \qquad (1)$$

На рис. 2 приведены расчётные графики теоретического коэффициента молекулярного изменения $\mu_т$ от коэффициента избытка воздуха при различных соотношениях изооктана и дополнительного водорода, характеризуемых долей водорода в смесевом топливе "изооктан + водород" (формула 17). При расчётах и построении данных графиков принимался во внимание тот факт, что горение любой топливной смеси происходит в определённых пределах изменения коэффициента избытка воздуха (пределах воспламенения). В частности, в данном случае с увеличением доли водорода в топливе происходит расширение нижнего предела горения α_0, который определялся из данных, приведённых в работе [5] для пределов вос-

№	Формула	Примечания
1	$\mu_т = \frac{M_2}{M_1}$	M_2 и M_1 соответственно количество молей продуктов сгорания и исходной горючей смеси (кмоль/кг)
2	$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_т$	L_0 — количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания единицы топлива в кмоль/кг топлива; $m_т$ — молярная масса топлива в кг/моль
3	$L_0 = \frac{1}{0{,}208}\left(\frac{g_{\text{Сок}}}{12} + \frac{g_{\text{Нок}}}{4} + \frac{g_{\text{O}}}{32}\right)$	0,208 — объёмная доля кислорода в воздухе; $g_{\text{Сок}}$, $g_{\text{Нок}}$ и g_{O} соответственно массовые доли углерода, водорода и кислорода в изооктане, $g_{\text{O}} = 0$
4	$g_{\text{C}_{\text{ок}}} = \frac{G_{\text{C}}}{G_{\text{C}} + G_{\text{H}}}$	G_{C} — масса углерода; G_{H} — масса водорода в химической формуле изооктана
5	$g_{\text{H}_{\text{ок}}} = \frac{G_{\text{H}}}{G_{\text{C}} + G_{\text{H}}}$	
6	$g_{\text{ок}} + g_{\text{H}_2} = 1$	$g_{\text{ок}}$ — массовая доля изооктана; g_{H_2} — массовая доля водорода в смесевом топливе
7	$C_8H_{18} + 12{,}5O_2 = 8CO_2 + 9H_2O$ $2H_2 + O_2 = 2H_2O$	—
8	$m_{\text{O}_2} = \sum_{i=1}^{2} g_1 \frac{m_{\text{O}_i}}{m_i} = g_{\text{ок}} \frac{m_{\text{O}_2\text{ок}}}{m_{\text{ок}}} = g_{\text{H}} \frac{m_{\text{O}_2\text{H}_2}}{m_{\text{H}_2}}$	g_i — массовые доли компонентов топлива (изооктана и дополнительного водорода); m_{O_i} — количество кислорода, необходимое для окисления каждого вещества, составляющего смесевое топливо; m_i — количество i-го компонента топлива
9	$G_V = k m_{\text{O}_2}$	k — количество воздуха в кг на 1 кг кислорода, равное $k = 4{,}35$
10	$V_v = \frac{G_V}{\rho}$	ρ — плотность воздуха
11	$L_0 = \frac{V_v}{22{,}4}$	22,4 — объём кмоля газа при стандартных физических условиях
12	$L_0 = \frac{1}{0{,}208}\left[g_{\text{ок}}\left(\frac{g_{\text{Сок}}}{12} + \frac{g_{\text{Нок}}}{4}\right) + g_{\text{H}_2}\frac{1}{4}\right]$	—
13	$m_т = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \frac{g_i}{m_i}}$	g_i — массовая доля i-го компонента смеси; m_i — молярная масса отдельных компонентов смеси, т.е. в данном случае изооктана и водорода
14	$m_т = \frac{1}{\frac{g_{\text{ок}}}{m_{\text{ок}}} + \frac{g_{\text{H}_2}}{m_{\text{H}_2}}}$	$g_{\text{ок}}$ и $m_{\text{ок}}$ — соответственно массовые доли и молярная масса изооктана; g_{H_2} и m_{H_2} — массовые доли и молярная масса добавляемого водорода
15	$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}$	—
16	$M_2 = g_{\text{ок}}\left(\frac{g_{\text{Сок}}}{12} + \frac{g_{\text{Нок}}}{2}\right) + \frac{g_{\text{H}_2}}{2} + (\alpha - 0{,}208)L_0$	—
17	$\psi = \frac{G_{\text{H}_2}}{G_{\text{H}_2} + G_{\text{ок}}}$	—
18	$\alpha_0 = 0{,}54 + \sqrt{21{,}5\psi + 0{,}39}$	—

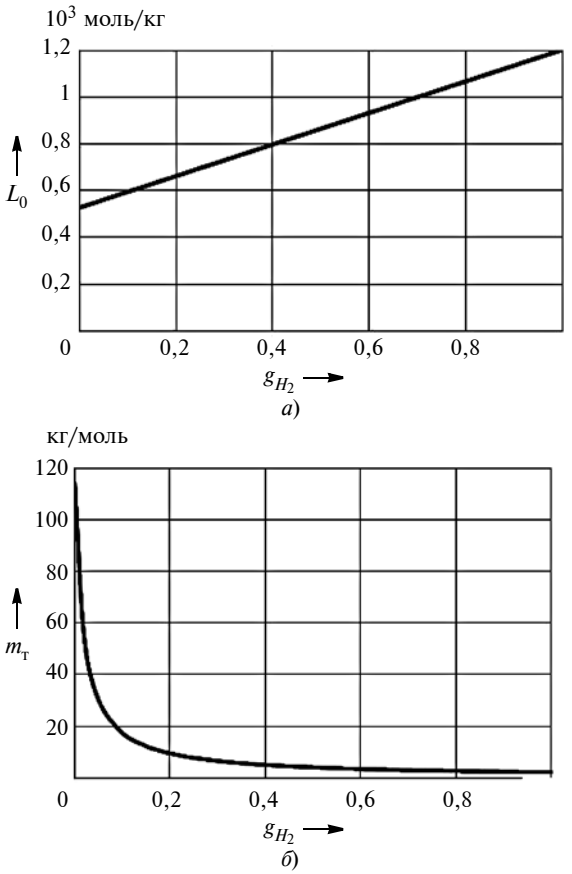


Рис. 1. Результаты расчётов изменения L_0 и молярной массы $m_т$ топлива "изооктан + водород" при увеличении в нём доли водорода g_{H_2}

пламенения бензоводородовоздушных смесей (для октановоздушной смеси данный предел несколько выше, однако разница может считаться малозначимой [11]), полученных на основании их аппроксимации методом наименьших квадратов зависимостью в виде формулы 18.

Из рассмотрения графиков рис. 2 можно видеть, что с увеличением α и доли водорода в смесевом топливе коэффициент молекулярного изменения в области $\alpha_0 \geq 1$ снижается при одновременном расширении нижнего предела воспламенения: при горении изооктана $\mu_т = 1{,}06$, а при горении водорода $\mu_т = 0{,}85$. При доле водорода $\psi = 0{,}11$ (см. также рис. 3) он принимает значения равные $\mu_т = 1{,}0$ и остаётся постоянным до предела воспламенения смеси. При доле водорода $\psi > 0{,}11$ коэффициент молекулярного изменения $\mu_т$ всегда меньше 1,0 и с увеличением α возрастает, имея наименьшее значение при сгорании чистого водорода и $\alpha = 1{,}0$. Данный факт объясняется тем, что в результате реакции водорода и кислорода из 3 молекул (2 молекулы водорода и одна кислорода) образуется 2 молекулы воды, т.е. в результате происходит уменьшение объёма продуктов окисления [3, 6].

Можно отметить также, что коэффициент молекулярного изменения, в данном случае теоретический, т.е. полученный без учёта наличия в топливной смеси остаточных газов, при работе любых тепловых ДВС на водороде имеет наименьшее значение, что соответствует данным, приведённым, например, в работах [5, 6]. Это объясняется тем, что данный коэффициент зависит только от физико-химических свойств топлив и не зависит от вида смесеобразования или каких-либо конструктивных элементов камеры сгорания. Содержащиеся в работе [3] данные о существенном увеличении теоретического коэффициента молекулярного изменения при применении водорода в дизелях получены без учёта влияния изменения молекулярной массы топлива (обычной практики пренебрежения её малостью по сравнению с расходом воздуха), что допускается только при анализе работы двигателя на одном виде тяжёлого топлива. Уменьшение молекулярной массы топлива (для водорода равной 2 по сравнению с молекулярной массой дизельного топлива, превышающей 200) означает увеличение значения $1/m_т$, отсутствие учёта которого и приводит в расчётах к данному выводу (см. формулу для определения M_1).

Отметим, что в результатах всех известных публикаций о применении водорода в качестве добавки к уг-

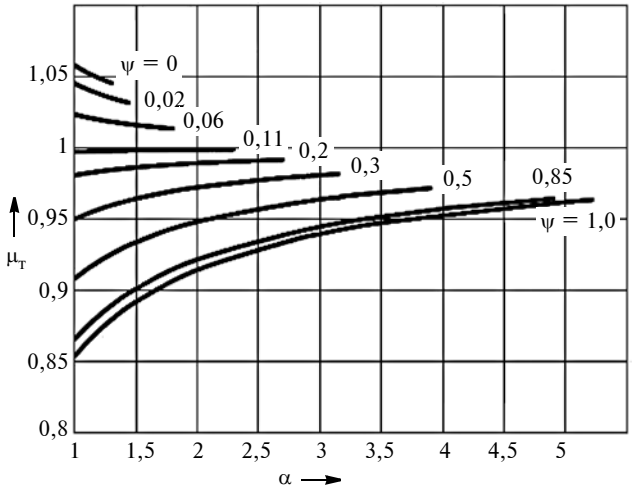


Рис. 2. Зависимость коэффициента молекулярного изменения смесевых топлив "бензин + водород" от коэффициента избытка воздуха при разных соотношениях изооктана и водорода ψ

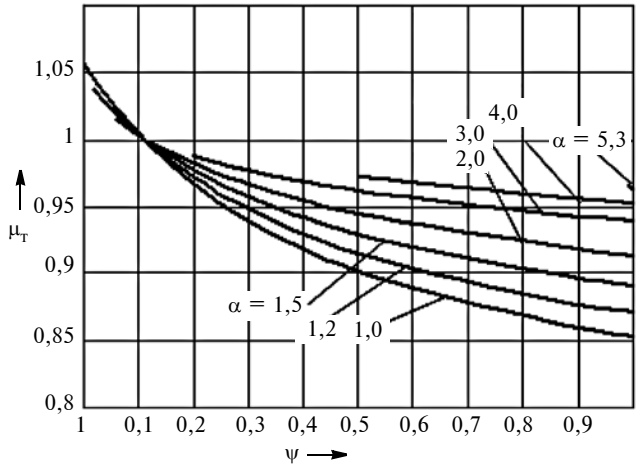


Рис. 3. Зависимость коэффициента молекулярного изменения от доли водорода в смесевом топливе при различных значениях α

леводородному топливу, отмечается факт наибольшего влияния водорода на показатели ДВС, в частности КПД, при его количестве в смеси, порядка, $\psi \approx 6$ % и $\alpha \approx 2{,}5$, что позволяет предположить о влиянии, в том числе и эффекта молекулярного изменения [5—7].

На рис. 3 приведены результаты расчётов $\mu_т$ в зависимости от доли водорода в смесевом топливе и коэффициента избытка воздуха. Можно видеть, что с увеличением ψ и, следовательно, α_0 темп уменьшения $\mu_т$ снижается (при значении $\alpha = 5{,}3$ горение смеси возможно только в одной точке). Можно также отметить, что при увеличении доли водорода до $\psi = 0{,}11$ изменение $\mu_т$ в зависимости от коэффициента избытка воздуха практически малозначимо, однако в дальнейшем данная зависимость возрастает и при $\alpha = 1{,}0$ становится весьма значительной.

Таким образом, выполненные расчёты позволяют сделать вывод, что применение водорода, с точки зрения молекулярного изменения в продуктах сгорания, оценённого по теоретическому коэффициенту молекулярного изменения $\mu_т$ эффективно при доле водорода ψ в смесевом топливе, в данном случае "изооктан + водород", не превышающей значений $\psi = 0{,}11$ и коэффициенте избытка воздуха меньшем $\alpha = 2{,}3$.

Литература

1. Сполдинг Д.Б. Основы теории горения: Пер. с англ.; под ред. Д.Н. Вырубова / Д.Б. Сполдинг. — М.—Л.: Государственное энергетическое издательство, 1959. — 319 с.
2. Брилинг Н.Р. Быстроходные дизели / Н.Р. Брилинг, М.М. Вихерт, И.И. Гутерман. — М.: Машгиз, 1951. — 520 с.
3. Кавтарадзе Р.З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород / Р.З. Кавтарадзе. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. — 228 с.
4. Водород. Свойства, получение, хранение, транспортирование, применение: Спав. изд. / Д.Ю. Гамбург, В.П. Семенов, Н.Ф. Дубовкин, Л.Н. Смирнова; Под ред. Д.Ю. Гамбурга, Н.Ф. Дубовкина. — Химия, 1989. — 672 с.
5. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей / А.И. Мищенко. — Киев: Наукова думка, 1984. — 225 с.
6. Хмыров В.И. Водородный двигатель / В.И. Хмыров, Б.Е. Лавров — Алма-Ата: Наука, 1981. —108 с.
7. Чмиль В.П. Проблемы водородной энергетики и перспективы её использования в мобильных машинах / В.П. Чмиль, Ю.В. Чмиль // Автомобильная промышленность. — 2012, № 5. — С. 7—8.
8. Verhelst S., Wallner T. Hydrogen—Fueled Internal Combastion Engines.— Amsterdam (Niderlandi). — Preprint Elsevier Science Publishing Company, Inc. August 19, 2009. 133 p.
9. Apostolescu N., Chiriac R. A Stady of Combustion of Hydrogen-Enriched Gasoline in Spark Ignition Engine / Automotive Engineers, 1996. — P. 25—36.
10. Ястржембский А.С. Техническая термодинамика / А.С. Ястржембский. — М.: Государственное энергетическое изд-во, 1960. — 495 с.
11. Дубовкин Н.Ф. Справочник по теплофизическим свойствам углеводородных топлив и их продуктам сгорания / Н.Ф. Дубовкин. — М.—Л.: Госэнергоиздат, 1962. — 288 с.

УДК 629.113

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ РАСЧЁТ БАРАБАННОГО ТОРМОЗА КОЛЁСНОЙ МАШИНЫ

Д-р техн. наук **МАМИТИ Г.И., КОЧИЕВ З.Т., СЛАНОВ С.А.**
Горский ГАУ (8672.53-28-84)

Приводятся результаты сравнения традиционного и нового методов расчёта барабанного тормоза колёсных машин с результатами экспериментов.

Ключевые слова: *функциональный расчёт; барабанный тормоз; тормозной момент (момент трения); нормальное (радиальное) взаимодействие барабана и накладок колодок; параллельное, относительно оси симметрии накладки, взаимодействие барабана и накладок колодок.*

Mamiti G.I., Kochiev Z.T., Slanov S.A.

FUNCTIONAL CALCULATION OF THE DRUM BRAKE OF THE WHEEL CAR

Results of comparison of traditional and new methods of calculation of a drum brake of wheel cars with results of experiments are given.

Keywords: *functional calculation; drum brake; braking torque (friction moment); normal (radial) interaction of a drum and pads of blocks; parallel, concerning an axis of symmetry of a pad, interaction of a drum and pads of blocks.*

Современные колёсные машины снабжаются как дисковыми, так и барабанными тормозами, каждый из которых наилучшим образом удовлетворяет некоторым условиям эксплуатации и поэтому их противопоставление, как это иногда делается, — бессмысленно [1]. Во время движения транспортного средства по опорной поверхности шины передних колёс поднимают пыль, песок, грязь, брызги воды, в облака которых набегают задние колёса с тормозами, в то время как передние уходят от них. Поэтому передние тормоза, по сравнению с задними, находятся в значительно лучших условиях работы, чем задние. В связи с этим логично иметь для машины, эксплуатируемой в хороших дорожных условиях, спереди дисковые, а сзади барабанные тормоза, которые одновременно служат в качестве стояночных.

Достоинствами дискового тормоза являются линейная зависимость момента трения от приводной силы и лучшие возможности охлаждения, недостатками — высокие удельные нагрузки в местах контакта фрикционных поверхностей и открытость последних. К достоинствам барабанного тормоза относятся, возможность создания большого по величине момента трения при помощи небольшой приводной силы и достаточная пылевлагозащита трущихся поверхностей, а к недостаткам — нелинейность характеристики. Для колёсных машин, эксплуатируемых в условиях бездорожья, предпочтительна тормозная система с барабанными тормозами на всех колёсах.

Наибольшее распространение на мотоциклах для сельской местности получили барабанные тормоза с совмещённым центром поворота колодок (рис. 1), состоящие из закреплённого на вилке тормозного щита *1*, двух колодок *3* с фрикционными накладками, опорного пальца *2* колодок и разжимного кулака *5* с рычагом *6*, связанных со щитом *1*, и двух стяжных пружин *4*, прижимающих колодки к кулаку и пальцу, и тем самым обеспечивающих фиксацию колодок в тормозном механизме.

Аналогично выполнен тормоз карьерного самосвала БелАЗ-540, с тем отличием, что в нём рабочий профиль разжимного кулака выполнен по спирали Архимеда, тогда как в мотоциклетных тормозах использу-

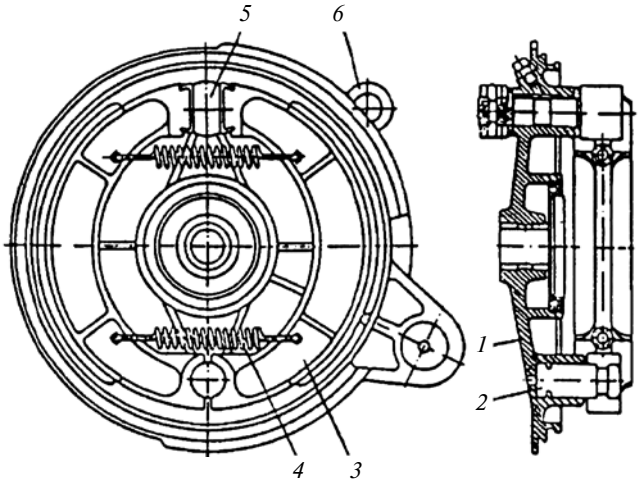


Рис. 1. Барабанный тормоз мотоцикла с совмещённой осью поворота колодок

ются разжимные кулаки, спрофилированные в своей рабочей части, по дуге окружности или же, что хуже, с прямоугольным профилем. Хуже потому, что по мере износа накладок, плечи приложения разжимающихся сил Q_1 и Q_2 изменяются (уменьшаются), тогда как кулак, спрофилированный по эвольвенте окружности, сохраняет постоянство плеч приложения разжимающих сил по всей длине, а кулак, спрофилированный по спирали Архимеда, начиная с угла развёртки 110° [1].

Традиционные методы функционального расчёта барабанных тормозов, под которым понимается определение тормозного момента, при использовании реальных величин коэффициента трения, дают результаты, существенно (до двух раз!) превышающие опытные значения тормозных моментов. То есть очевидна необходимость разработки такого метода расчёта, результаты которого подтверждаются экспериментально и практикой эксплуатации.

Если расчёт дискового тормоза не вызывает затруднений, то при расчёте барабанных возникают трудноразрешимые задачи, что связано со сложностью явлений, происходящих в тормозном механизме и с определёнными математическими трудностями.

Исследователи, занимавшиеся расчётом тормозов, принимали, что в контакте барабана и накладок колодок действуют нормальные (радиальные) распределённые нагрузки и соответствующие силы трения, возникающие при торможении. Практика показала, что расчёты, основанные на таком предположении, не подтверждаются ни количественно, ни качественно. Радиальное по направлению взаимодействие в контакте тормозного барабана и накладок колодок возможно только для абсолютно гладких поверхностей, т. е., когда отсутствуют силы трения, тогда как назначение тормоза состоит именно в том, чтобы создавать такие силы.

Давно замечено большое расхождение теоретических и опытных данных при решении контактной задачи теории упругости о сжатии упругих круговых цилиндров, радиусы которых почти равны. Высказывалась и мысль, что для устранения этих противоречий необходимо учитывать шероховатость поверхностей сжимаемых тел [2]. При изучении тормозных устройств, если нужны достоверные результаты, не учитывать шероховатость поверхностей трения, даже при желании невозможно, так как *устройство с гладкими поверхностями не может создавать сил трения, а следовательно, не является тормозом.*

Установлено, что реальной картине нагружения тормозного барабана и колодок более соответствует схема, согласно которой силы взаимодействия между барабаном и накладками колодок параллельны осям симметрии накладок каждой колодки. Результаты расчёта колец, нагруженных в своей плоскости радиальными и параллельными распределёнными силами [3], и сопоставление их с опытными данными неизбежно приводят к этому выводу. Однако проф. Н.Ф. Метлюк и его сторонники [4] заключили тогда, что гипотеза о "параллельно-равномерном" распределении усилий находится в противоречии с законами механики, сообщив об этом всем автомобильным кафедрам Советского Союза и другим инстанциям, чтобы воспрепятствовать признанию новой расчётной схемы. В работе [5] их ошибочные представления были опровергнуты. Тем не менее письма сделали своё чёрное дело, и новый метод расчёта барабанных тормозов до сих пор не используется, хотя мог принести большую пользу отечественному автомобилестроению.

Известно, что за прототип наиболее массового отечественного автомобиля ВАЗ-2101 был принят итальянский малолитражный ФИАТ-124. Для адаптации к условиям нашей страны в его конструкцию был внесён ряд изменений, коснувшихся, в частности, и тормозной системы. Так, толщина фрикционных накладок дисковых тормозов передних колёс была увеличена, а дисковые тормоза задних колёс, у которых накладки колодок быстро изнашивались, вследствие интенсивного загрязнения, были заменены барабанными, что одновременно позволило повысить эффективность стояночного тормоза. Однако несовершенство методов расчёта барабанных тормозов не позволило тогда определить требуемый диаметр трения тормозного барабана. Барабан оказался переразмерен, и на современных моделях автомобилей семейства ВАЗ он уменьшился с 250 мм до 180 мм, несмотря на возросшую полную массу.

Экспертный совет по машиностроению и машиноведению, под руководством акад. К.С. Колесникова, признал, что разработан "Новый метод расчёта тормозов, более адекватно соответствующий реальным процессам" [6, с. 30]. Однако то, что сила трения определяется как произведение коэффициента трения и нормальной составляющей действующей нагрузки любого направления и теперь понимают далеко не все.

Поясним это следующим. Выделим на радиусе R поверхности трения накладки элементарную площадку dF шириной b и с центральным углом $d\varphi$. Тогда $dF = bRd\varphi$ (рис. 2), где φ — текущее значение координатного угла, начало отсчёта которого составляет прямой угол с осью симметрии накладки.

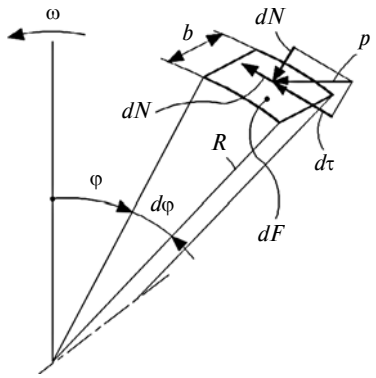


Рис. 2. Силы, действующие на элементарную площадку, выделенную на поверхности трения накладки, при параллельном относительно оси симметрии накладки и тормоза нагружении

На эту площадку действует параллельная оси симметрии накладки сила p, которую разложим на её нормальную и тангенциальную составляющие (формулы 1 и 2 в таблице). Тогда сила трения и момент трения, создаваемый на элементарной площадке, определяются формулами 3 и 4. Что касается тангенциальных составляющих параллельных сил, то они уравновешиваются в силу их симметричности относительно оси симметрии накладок и тормоза.

Аналитически это доказывается тем, что определённый интеграл от тангенциальных составляющих параллельных, относительно оси симметрии накладки, распределённых нагрузок, при интегрировании по всей длине наладок равен нулю (формула 5). Графически же это вытекает из рис. 3, из которого видно, что тангенциальные составляющие параллельных нагрузок, относительно оси симметрии накладок, равны друг другу, противоположно направлены, взаимно уравновешиваются. И наконец, если бы тангенциальные составляющие параллельных сил, взаимно не уравновешивались, они бы гасились реакцией опоры колодки, т.е. возражения против новой силовой схемы бессмысленны в любом случае.

Рассмотрим силовую схему тормоза, в которой колодки прижимаются к барабану разжимающими силами Q_1 и Q_2. Условимся называть в барабанном тормозе первичной колодку, которую силы трения прижимают к опоре, а вторичной — колодку, которую силы трения прижимают к разжимному устройству, и, соответственно, параметры, связанные с ними, снабжать индексами 1 и 2. Со стороны накладок колодок (не показаны) на барабан действуют параллельные оси симметрии накладок распределённые нагрузки $p_{1,2}$, со стороны барабана на накладки колодок силы трения $\mu p_{1,2}\sin\varphi$. (рис. 4) Силы $p_{1,2}$ стремятся вытянуть барабан вдоль оси симметрии накладок, придав ему эллипсовидную форму, а направления сил трения $\mu p_{1,2}\sin\varphi$ показывают различие между первичной и вторичной колодками.

№	Формула	Примечания
1	$dN = p\sin\varphi dF = p\sin\varphi bRd\varphi$	—
2	$d\tau = p\cos\varphi dF = p\cos\varphi bRd\varphi$	
3	$dT = \mu dN = \mu p\sin\varphi bRd\varphi$	μ — коэффициент трения
4	$dM = dTR = \mu pbR^2\sin\varphi d\varphi$	
5	$\tau = pbR\int\limits_{\pi/2-\alpha}^{\pi/2+\alpha}\cos\varphi d\varphi = pbR(\cos\alpha - \cos\alpha) = 0$	α — угол, делящий накладку пополам
6	$M_{1,2} = \mu bR^2 p_{1,2}\int\limits_{\theta}^{\vartheta}\sin\varphi d\varphi = 2\mu bR^2 p_{1,2}\sin\alpha$	b — ширина накладки; R — радиус поверхности трения барабана и накладок; φ — текущий координатный угол, начало отсчёта которого составляет прямой угол с осью симметрии накладки; $\theta = \pi/2 - \alpha$; $\vartheta = \pi/2 + \alpha$
7	$Q_{1,2}h_{1,2} = bRp_{1,2}\left\{\int\limits_{\theta}^{\vartheta}(R\cos\varphi + c\cos\psi)d\varphi \mp \mu\int\limits_{\theta}^{\vartheta}[R + c\cos(\varphi+\psi)]\sin\varphi d\varphi\right\}$	$h_{1,2}$ — плечи приложения сил $Q_{1,2}$ относительно центров поворота колодок; c — расстояние между центрами вращения барабана и поворота колодок; ψ — угловая координата центра поворота колодки
8	$p_{1,2} = Q_{1,2}h_{1,2}/bRc\left\{2\alpha\cos\psi \mp \mu\left[\frac{2R}{c}\sin\alpha - (\alpha + \sin\alpha\cos\alpha)\sin\psi\right]\right\}$	—
9	$M_{1,2} = \dfrac{Q_{1,2}h_{1,2}}{\frac{c}{\mu R}\frac{\alpha\cos\psi}{\sin\alpha} \mp \left[1 - \frac{c}{2R}(\alpha + \sin\alpha\cos\alpha)\frac{\sin\psi}{\sin\alpha}\right]}$	M_1 и M_2 ($M_{1,2}$) — моменты трения, развиваемые первичной и вторичной колодками, для подсчёта которых надо брать соответственно верхний или нижний знак
10	$M_{1,2} = \dfrac{Q_{1,2}h_{1,2}}{\frac{c}{\mu R}\frac{\alpha\cos\psi}{\sin\alpha} \mp \left[1 - \frac{c}{2R}\left(\alpha + \frac{\sin 2\alpha}{2}\right)\frac{\sin\psi}{\sin\alpha}\right]}$	—
11	$M_{1,2} = \dfrac{Q_{1,2}h_{1,2}}{\frac{c}{\mu R}\frac{\alpha}{\sin\alpha} \mp 1}$	—

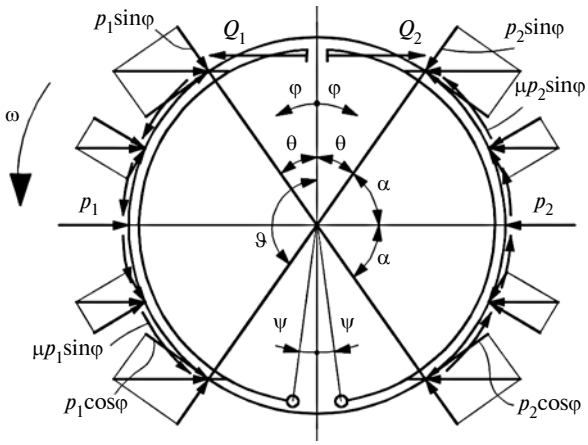


Рис. 3. Силы, действующие со стороны вращающегося ω барабана на накладки колодок

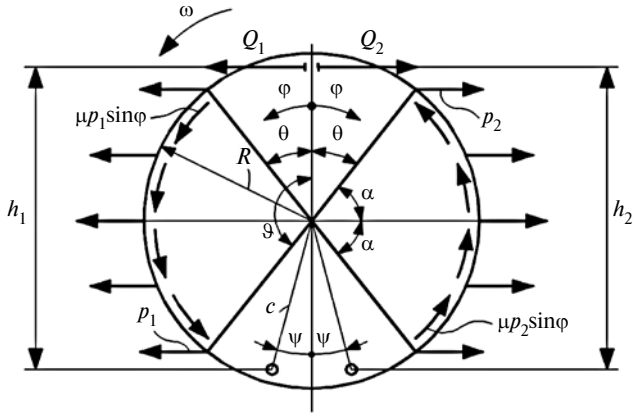


Рис. 4. Силы, возникающие на радиусе трения вращающегося барабана, при прижатии к нему колодок

Моменты трения, развиваемые первичной и вторичной колодками барабанного тормоза, при постоянном коэффициенте трения μ найдем, интегрируя (воспользовавшись таблицей интегралов [6]) выражение 4 по всей длине и ширине каждой накладки (формула 7). Для определения значений $p_{1,2}$ составим уравнения равновесия колодок, в которых верхний знак относится к первичной, а нижний — ко вторичной колодке. Из уравнений 7, после интегрирования, найдем $p_{1,2}$ по формуле 8. Подставив результат в выражение 6, получим расчётную формулу 9 для определения момента трения двухколодочного барабанного тормоза с первичной и вторичной колодками. Так, момент, развиваемый барабанным тормозом с первичной и вторичной колодками разжимаемым кулаком, будет равен $M = M_1 + M_2 = 2M_1 = 2M_2$.

Формула 9 выведена для случая, когда ось симметрии накладок совмещена с осью симметрии тормоза, для обеспечения устойчивости и бесшумности торможения. Её можно переписать в виде формулы 10 (рис. 5, *а*). Для барабанного тормоза (см. рис. 1) с совмещёнными опорами (осями поворота) колодок ($\psi = 0$) она предельно упростится и примет вид 11. Соответственно, расчётная схема для этого случая показана на рис. 5, *б*.

Рассчитаем по формуле 11 момент трения барабанного тормоза с разжимным кулаком, совмещённой осью поворота колодок (рис. 5, *б*), мотоцикла со следующими данными: $h_1 = 0{,}1242$ м; $h_2 = 0{,}1078$ м; $c = 0{,}058$ м; $R = 0{,}075$ м; $\mu = 0{,}5$; $\alpha = 55^\circ$ (0,9599 рад); $Q_1 + Q_2 = 2468$ Н,

$$M_1 = \frac{0{,}1242\,Q_1}{\dfrac{0{,}058}{0{,}5\cdot 0{,}075}\cdot\dfrac{0{,}9599}{0{,}8192} - 1} = \frac{0{,}1242\,Q_1}{1{,}8123 - 1} = 0{,}1529\,Q_1;$$

$$M_2 = \frac{0{,}1078\,Q_2}{1{,}8123 + 1} = \frac{0{,}1078\,Q_2}{2{,}8123} = 0{,}03833\,Q_2.$$

Учитывая, что колодки разжимаются фиксированным кулаком, обеспечивающим равенство $M_1 = M_2$, найдём $Q_2 = 0{,}1529\,Q_1/0{,}03833 = 3{,}989\,Q_1$. Принимая во внимание, что $Q_1 + Q_2 = 2468$ Н, определим $Q_1 = 2468/(1 + 3{,}989) = 494{,}7$ Н и $Q_2 = 2468 - 494{,}7 = 1973{,}2$ Н. Тормозной момент будет равен $M = M_1 + M_2 = 2M_1 = 2M_2 = 2\cdot 0{,}1529\cdot 494{,}7 = 151{,}3$ Н · м.

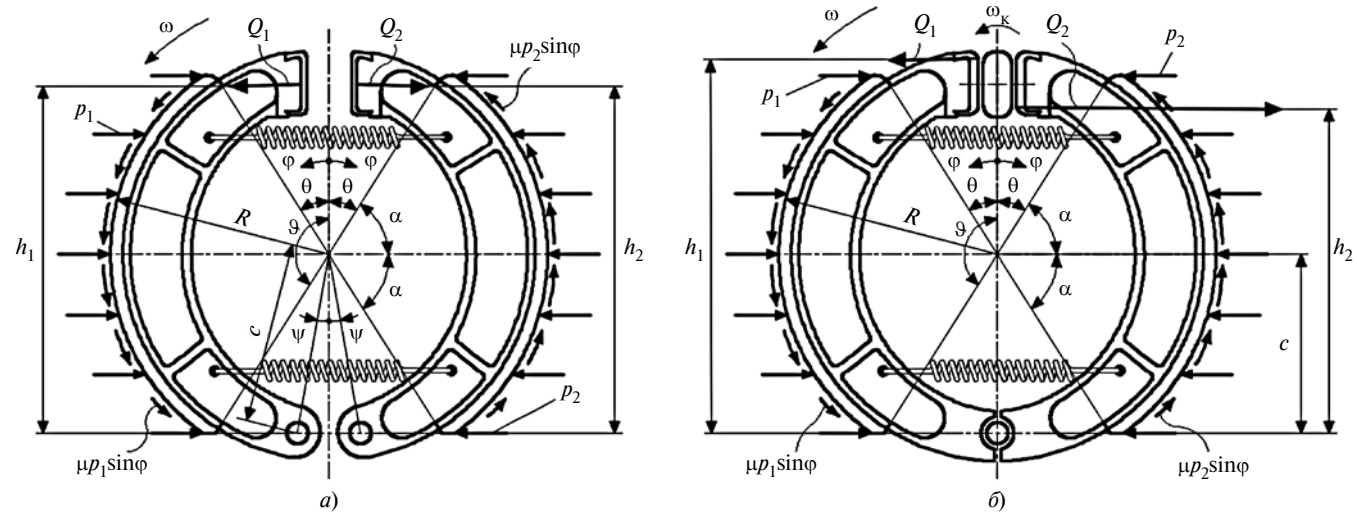


Рис. 5. Расчётная схема барабанного тормоза в общем случае (а) и при совмещении осей поворота (б) колодок

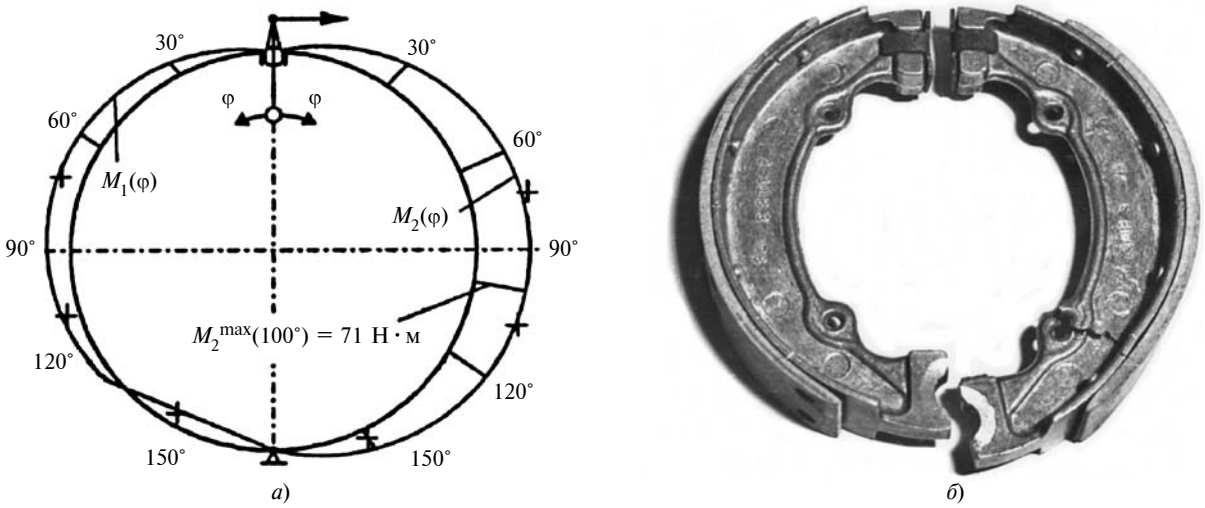


Рис. 6. Эпюры распределения изгибающих моментов вдоль срединной окружности первичной и вторичной колодок, полученные расчётом $M_1(\varphi)$, $M_2(\varphi)$ и экспериментально (крестики) (а), и эксплуатационная поломка вторичной колодки (б)

Для этого тормоза, у которого направления вращения ω барабана и поворота $\omega_к$ кулака совпадают, получено расчётом на основе радиальной схемы нагружения $M = 201$ Н · м, параллельной $M = 151$ Н · м, экспериментально $M = 152$ Н · м [7]. Если направление поворота $\omega_к$ кулака противоположно вращению ω барабана, то момент увеличится, будет 163,5 Н · м, на 8,1 % больше, что вызвано большим плечом приложения силы Q_2, на пятку вторичной колодки.

Другой важный результат — при совпадении направлений ω и $\omega_к$ вторичная колодка испытывает воздействие в 4 раза ($Q_2/Q_1 = 4$) большее, чем первичная, при несовпадении, в 3 раза, хотя обе колодки создают равные тормозные моменты, в первом случае по 151,3/2, во втором — 163,5/2. Следовательно, в случае несовпадения направления вращения барабана и поворота кулака эффективность (больший тормозной момент) и долговечность (меньше напряжена вторичная колодка) тормозного механизма значительно выше.

Выполним сравнительные расчёты.

При той же приводной силе $Q_1 + Q_2 = 2468$ Н барабанный тормоз с первичной и вторичной колодками и разжимным гидроцилиндром ($Q_1 = Q_2 = 1234$ Н) разовьет момент, равный $M = M_1 + M_2 = 1519{,}1 + 438{,}8 = 1958$ Н · м. Соответственно, тормоз с разнесёнными опорами колодок и силами $Q_1 = Q_2 = 1234$ Н, с двумя первичными колодками создаёт момент $M = 2M_1 = 2 \cdot 1519{,}1 = 3038{,}2$ Н · м, а с двумя вторичными $M = 2M_2 = 2 \cdot 438{,}8 = 877{,}6$ Н · м. При прочих равных условиях тормоз с двумя первичными колодками развивает в 20 раз больший момент трения, чем однокулачковый тормоз.

На основе параллельной схемы нагружения разработаны методы прочностного расчёта барабанных тормозов [1], которые также подтвердились экспериментально и практикой эксплуатации (рис. 6). Разработанные методы функционального и прочностного расчёта барабанных тормозов на основе новой расчётной схемы неизбежно привели к созданию более совершенных (повышенной эффективности, срока службы, без склонности к скрипу, уравновешенности) тормозов, защищённых патентами СССР, РФ и Республики Беларусь.

Таким образом, разработан функциональный расчёт барабанного тормоза, подтверждаемый теоретически, напряженно-деформированным состоянием тормозного барабана и колодок, эксплуатационным износом накладок колодок и экспериментально. Получена простая, удобная формула для определения тормозных моментов барабанных тормозов с различными разжимными устройствами.

Как бы там ни было, новую "аксиому" придётся учитывать. Ведь даже неспециалисту понятно: кирпич на наклонной поверхности воздействует на неё силой тяжести, которая уравновешивается реакцией опорной поверхности. И эта реакция, конечно же, не может быть вертикальной (нормальной). И этот кирпич разбивает все доводы противников новой расчётной схемы барабанных тормозов. Разбивает просто, ясно, очевидно.

Прочностной расчёт барабанного тормоза, разработанный на основе параллельной схемы, также полностью подтвердился. Причём этот расчёт позволяет понять, а значит и решить многие из проблем, которые до сих пор решаются "методом тыка".

Литература

1. Мамити Г.И. Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов. — Минск: Дизайн ПРО, 1997. — 112 с.
2. Добычин М.Н. Упругий контакт шероховатых цилиндрических тел // Трение и износ. Т. 9, 1988, № 1. — С. 5—11.
3. Мамити Г.И. Расчёт колец, нагружённых распределёнными усилиями в своей плоскости // Вестник машиностроения, 1978, № 4. — С. 44—46.
4. Автушко В.П., Имашева Н.П., Метлюк Н.Ф. К определению сил, действующих в системе тормозной барабан—накладка—колодка // Автотракторостроение. Выпуск 19. Теория и конструирование. — Минск: Вышэйшая школа, 1984. С. 3—6.
5. Мамити Г.И. О расчётной силовой схеме барабанного тормоза // Автомобильная промышленность, 1986, № 8. — С. 22—23.
6. Бюллетень Высшего аттестационного комитета Российской Федерации, 1993, № 6. — С. 29—31.
7. Двайт Г.Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы. Пер. с англ. — М.: Наука, 1966. — 228 с.
8. Мамити Г.И., Кочиев З.Т. Функциональный расчёт барабанного тормоза // Известия Горского ГАУ. Т. 52, ч. 4. — Владикавказ, 2015. — С. 221—227.

УДК 629.33

ПРОБЛЕМЫ ВНЕДРЕНИЯ МОДУЛЬНЫХ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОПОЕЗДОВ

Канд. техн. наук **ТОПАЛИДИ В.А.**
УНЦ "БилимИнтерТранс" (Ташкент)

В целях повышения эффективности автоперевозок, сокращения расхода топлива и токсичности отработавших газов предложены рекомендации по обеспечению безопасности и скорейшему внедрению модульных большегрузных автопоездов на международных автомобильных перевозках Европа—Азия.

Ключевые слова: *модульные автопоезда, эффективность перевозок, безопасность, бортовой контроль, торможение, совместимость.*

Topalidi V.A.

PROBLEMS OF INTRODUCTION OF MODULAR HEAVY LOAD ROAD TRAINS

For the purpose of improvement of the road transport efficiency, reduction of fuel consumption and exhaust emissions, recommendations on safety ensuring and the near introduction of modular heavy load road trains at international transport routes Europe — Asia are proposed.

Keywords: *modular road trains, transport efficiency, safety, on-board control, braking, compatibility.*

В связи с новыми инициативами Китая и стран ШОС о расширении строительства магистральных дорог, в том числе и автомагистралей, по маршруту Великого шёлкового пути "Европа—Азия—Европа" назрела необходимость кардинально повысить эффективность международных автомобильных перевозок грузов за счёт участия в них модульных большегрузных автопоездов.

В 1990-е годы в Европе была разработана концепция модульных систем (*EMS*), которая позволяет применять на маршрутах большой протяженности длинномерные автопоезда двух типов, сформированные из типового подвижного состава автотранспорта (грузовых автомобилей, седельных тягачей, прицепов и полуприцепов). Два таких автопоезда заменяют собой при перевозке одинакового количества груза три стандартных седельных автопоезда (рис. 1). Это 60-тонные модульные большегрузные автопоезда, которые стали, по общему мнению автоперевозчиков, весьма удачным решением проблемы наращивания грузопотоков.

Однако не даром говорят, что новое — это хорошо забытое старое. Идея повышения грузоподъёмности автопоездов за счёт использования дополнительных прицепов была апробирована автомобилистами Узбекистана, России, Казахстана, Латвии, Украины еще в 1960—1980 гг., которые, будучи в составе СССР, весьма активно внедряли в эксплуатацию большегрузные многозвенные автопоезда (тогда так называли — МБА) самых различных типов и общей длиной до 24 м, которая в то время была установлена нормативными документами. Экономия топлива на единицу перевезённого груза составляла более 20 %.

В бывших республиках СССР тогда были сформированы и эксплуатировались более 30 различных типов бортовых и самосвальных седельно-прицепных и двухприцепных автопоездов, которые использовались на дальних перевозках, в строительстве и сельском хозяйстве (рис. 2) [1, 2, 3]. Наиболее большегрузным и габаритным из них являлся автопоезд в составе трёхосного тягача МАЗ 6422, полуприцепа грузоподъёмностью 20 т МАЗ 93971 и прицепа, выполненного из второго полуприцепа МАЗ 93971 с подкатной двухосной тележкой. Длина такого девятиосного поезда составляла 27,4 м, грузоподъёмность — 40 т. В 1980-х гг. он ежемесячно делал кругорейс Ташкент—Минск—Ташкент, перевозя овощи и сухофрукты в Минск, а обратно — запасные части с Минского автозавода.

Естественно, прицепной состав требовал при этом некоторой модернизации: установки и крепления тяговых крюков на первом прицепе или полуприцепе, совершенствования тормозного привода. Она осуществлялась в условиях автохозяйств, без каких-либо научных рекомендаций. Первые исследования, проведённые учеными Ташкентского автомобильно-дорожного института в 1973 г., показали, что такие трёхзвенные автопоезда не отвечали нормативным требованиям

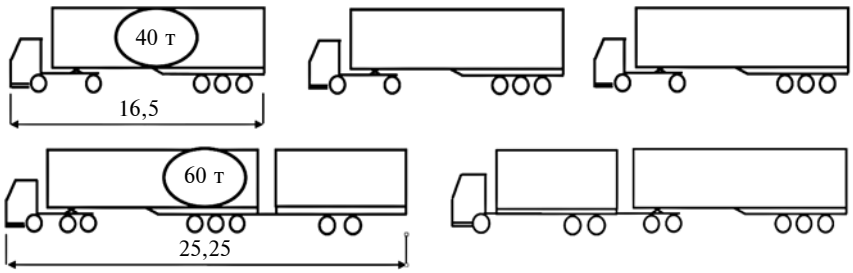


Рис. 1. Европейская концепция модульных систем. Два вместо трёх

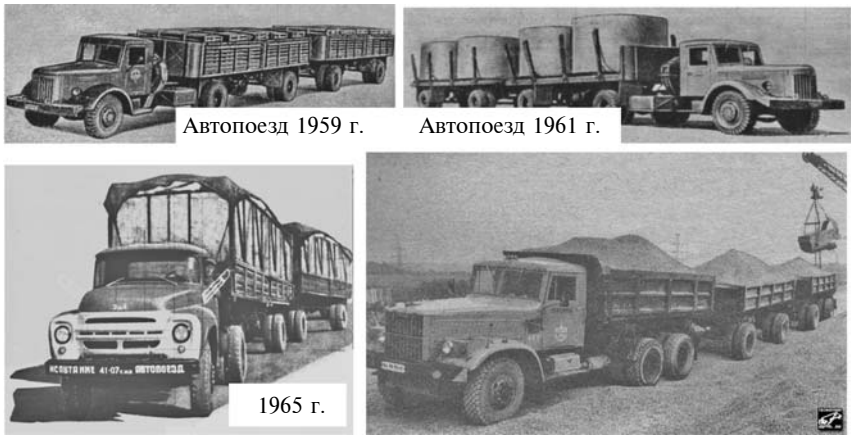


Рис. 2. Некоторые модели седельно-прицепных автопоездов, сформированные в эксплуатации 1960—1970 гг.

безопасности в отношении управляемости и торможения.

Результаты научных исследований, проведённые ТАДИ в 1974—1984 г., убедительно доказали, что при внесении определённых изменений в конструкцию тормозных систем, обеспечивающих нормативные тормозные свойства модульных автопоездов, на уровне автопоездов типовых, а также при условии выбора рациональных маршрутов движения, эксплуатация таких автопоездов не только возможна, но и экономически целесообразна [3, 4]. В таблице представлены модульные большегрузные автопоезда, прошедшие государственные испытания и введённые в эксплуатацию учёными ТАДИ под руководством автора.

В 1986—1988 ВНИИ БДД МВД СССР по заказу ГУ ГАИ СССР проводило НИР по теме "Изучение возможностей использования прицепов и полуприцепов различных конструкций в составе многозвенных автопоездов". К исследованиям были привлечены ТАДИ, МАДИ, ГКБ по прицепам Минавтопрома СССР и ЦНИАП НАМИ (Центральный автополигон). В результате, к 1 января 1989 г. была подготовлена первая редакция нормативного документа "Правила допуска к эксплуатации многозвенных автопоездов". Этот прогрессивный документ позволил систематизировать опыт разработки многозвенных поездов в стране в основном из имеющегося подвижного состава автомобильного транспорта. Однако этот документ не стал нормативным [5].

В 1980-е годы прошедшего столетия МБА активно внедрялись и до сих пор используются во многих штатах США и Канады [1, 2, 6]. В основном используются седельно-прицепные автопоезда длиной до 25 м. Причём нагрузка на одиночную ось не превышает 9,1 т, а на двухосную тележку приходится не более 17 т при расстоянии между осями до 1,8 м. Трёхосные тележки на тягачах, грузовиках, полуприцепах и прицепах не применяются. В США и Канаде строго регламентируются и соблюдаются нормативные параметры полной массы и осевых нагрузок автотранспортных средств.

Первыми в Европе разрешили использовать на своей территории подобные автопоезда Финляндия и Швеция: сначала длиной 24 м, а затем и до 25,25 м. В связи с этим широко известные фирмы "Кроне", "Шмитц", "Кёгель" и "Флигль" уже давно активно занимаются исследованием и конструированием именно такой прицепной техники, а первые две из названных — небольшими сериями уже выпускают длиннобазные прицепы (рис. 3, *а*), сконструированные на базе серийного полуприцепа длинной 13,6 м и предназначенные для большегрузного прицепного автопоезда, а также для седельно-прицепного автопоезда (рис. 3, *б*), на котором обычно применяется двухосный прицеп с центральной осью, с разрешённой полной массой до 18...20 т. В новом автопоезде зачастую используется седельный тягач с низкой установкой седельного устройства (950 мм вместо 1150—1200 мм от уровня земли), что позволяет увеличить суммарный объём кузовов полуприцепа и прицепа до 150...160 м^3.

Необходимо отметить, что в настоящее время с внедрением пневмотормозов с электронным управлением (EBS) нет никаких проблем с обеспечением быстродействия и синхронности работы тормозных систем модульного автопоезда. Современные МБА снабжаются современными бортовыми интеллектуальными транспортными системами, которые особенно необходимы в рейсах на большие расстояния [7—9].

Нет проблем также и с обеспечением тягово-экономических качеств таких автопоездов. У всех известных европейских производителей седельных тягачей и грузовых автомобилей в арсенале имеется модельный ряд дизелей мощностью 260...540 кВт (360...720 л.с.), что обеспечивает транспортному средству удельную мощность от 7 до 9 кВт/т, или от 9 до 12 л.с./т. Такие мощности двигателей позволяют оснащённым ими большегрузным автопоездам поддерживать высокую скорость движения и беспрепятственно вливаться в транспортные потоки на автомагистралях.

Кроме того, модульные большегрузные автопоезда свободно вписываются в стандартный разворотный круг радиусом не более 15 м, предусмотренный для автопоездов в СНиП "Автомобильные дороги" стран СНГ и ЕС.

Годы реализации проекта, заказчики, партнёры	Тип и состав автопоезда	Длина, м	Грузоподъёмность, т
1974—1982, СКБ ТТЗ	Седельно-прицепной, хлопковоз:		
	ЗИЛ-130 В1 + ТТЗ-3924030 + ТТЗ-3924020	23,4	24 (хлопка — 8...12)
1974—1984, НПО "Узавтотранстехника"	Двухприцепной:		
	МАЗ 5335 + 2хМАЗ 8926 (ГКБ 8352)	23,4	24
	Седельно-прицепной:		
	МАЗ-6422 + МАЗ-93971 + МАЗ-8926 (ГКБ 8350)	22,8	28 (30)
1978—1986, Балашовское ГКБ по автомобильным и тракторным прицепам	Двухприцепной:		
	ЗИЛ-130-76 + 2хГКБ-817	20,1	17
	КамАЗ-5320 + 2хГКБ-8350	24,0	28
	Седельно-прицепной:		
	ЗИЛ-130В1 + ОдАЗ-885 + ГКБ-817	16,5	13,5
	КамАЗ-5410 + ОдАЗ-9370 + ГКБ-8350	21,2	22,2
1984—1989, ПУ Якутдортранс, ПО "Якутзолото"	Двухприцепной:		
	Урал-4320 + МАЗ-8926 + МАЗ-8926	23,9	23,5
	КрАЗ-255 + ПЦ-14 + ПЦ-14	32,0	36
	КрАЗ-260 + 3-ПТ-20 + 2-АПП	26,8	41
	Седельно-прицепной:		
	Урал-3750 + ППЦ-14 + ПЦ-8	20,8	22
	КамАЗ-4311 + ОдАЗ-9370 + 2-АП-8	21,4	22

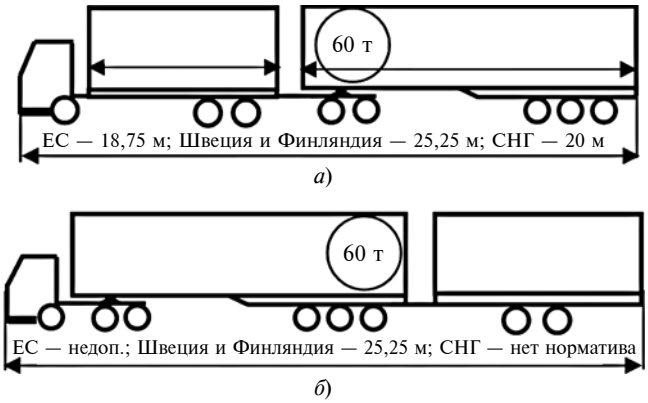


Рис. 3. Современные МБА:
а — прицепной автопоезд с длиннобазным прицепом; *б* —седельно-прицепной автопоезд

Рис. 4. Седельно-прицепной автопоезд длиной 31,5 м

По сравнению с седельными и одноприцепными автопоездами (40...44 т) МБА полной массы 60—72 т при перевозках на расстояния 5...9 тыс. км повышают производительность автоперевозок на 25...30 %, экономят более 20 % топлива и сокращают вредные выбросы на величину до 30 %.

В настоящий момент опытным путём реализуются и ещё более смелые решения. Например, седельно-прицепные автопоезда, где в качестве прицепа используется ещё один стандартный 13,6-метровый полуприцеп с подкатной тележкой. Длина такого поезда достигает 32 м.

Уже более 16 лет модульные большегрузные автопоезда из Швеции и Финляндии совершают перевозки по территории Российской Федерации до городов Московской области, оплачивая лишь дорожные сборы за превышение габаритов. Ни одна из осей автопоезда по нагрузке не превышает соответствующих норм РФ. Однако для начала широкого внедрения МБА на автоперевозках Европа—Азия следует предпринять несколько шагов.

Во-первых, нет пока нормативных положений по сертификации конструкции звеньев таких автопоездов по условиям совместимости транспортного средства согласно Приложению 10 Правила ЕЭК 13 "Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий N и O в отношении торможения". В данном Приложении нормы по совместимости установлены только для автопоездов с двумя транспортными звеньями, тягача и прицепа (полуприцепа). В эксплуатации МБА должны формироваться только из подвижного состава (тягачи, прицепы и полуприцепы), имеющего соответствующий сертификат — "одобрение типа транспортного средства", с учётом безопасной эксплуатации в составе большегрузных автопоездов. (Предложения по решению этой задачи есть в работе [10].)

Во-вторых, необходимо полностью гармонизировать нормативные требования по весовым параметрам АТС во всех странах СНГ с Европейским законодательством. Есть ещё отличия по нормам полной массы седельных автопоездов (Кыргызстан), нагрузок на оси тягача и тележек полуприцепов и прицепов (Казахстан, Россия).

В-третьих, несомненно следует разрешить сначала только опытную эксплуатацию, а затем массовую перевозку грузов МБА строго по автомагистралям, т.е. автодорогам, имеющим не менее четырёх полос. Обгон 25-метрового автопоезда на двухполосной дороге другими АТС с выездом на полосу встречного движения очень опасен, а при плотных транспортных потоках — просто невозможен.

В-четвертых, при массовом внедрении МБА на международных перевозках потребуется расширение или реконструкция терминалов, организация проездных постов для погрузки, разгрузки, мест ожидания и т.п., а также расширение на автомагистралях участков (карманов) для отдыха экипажей и осмотра автопоездов.

Модульные большегрузные автопоезда — это высокоэффективные транспортные средства самого ближайшего будущего. Технические решения для безопасного их внедрения в эксплуатацию практически уже есть. Реализация проведённых выше рекомендаций позволит широко использовать МБА на международных перевозках, существенно повысит их эффективность, особенно на маршрутах Великого шелкового пути Европа—Азия—Европа.

Литература

1. Закин Я.Х. Расчёт и конструкция автомобильных поездов. М.: Машиностроение, 1968, с. 332.
2. Лурье П.Е., Буксин Е. Возможности и пределы повышения грузоподъёмности автомобильных поездов. М.: Автомобильный транспорт, 1974, № 11. С. 39—41.
3. Рашидов Н.Р., Топалиди В.А., Муслимов Р.А. Повышение эффективности тормозных систем многозвенных автопоездов // Материалы МНТК "Повышение эффективности использования автомобильного транспорта в условиях жаркого климата". Ташкент, 1978. С. 40—42.
4. Топалиди В.А. Исследования устойчивости седельно-прицепных автопоездов при торможении // Труды ТАДИ, 1980, вып. № 146. С. 117—126.
5. Топалиди В.А., Литвинова Т.А., Шевцов А.Е. Повышение эффективности перевозочного процесса с использованием многозвенных автопоездов // Сборник научных трудов ТАДИ, Ташкент, 1989. С. 48—51.
6. Фаробин Я.Е., Якобашвили А.М., Иванов А.М. и др. Трёхзвенные автопоезда. М.: Машиностроение, 1993. С. 224.
7. Топалиди В.А. Многозвенные автопоезда. Повышение безопасности при торможении. М.: АП № 1, 1999. С. 35—37.
8. Топалиди В.А. Модульный принцип формирования автопоездов для перевозок Европа—Азия. М.: АП № 6, 2008. С. 38—40.
9. Топалиди В.А. Бортовые интеллектуальные транспортные системы. М.: АП № 6, 2011. С. 21—23.
10. Топалиди В.А., Никульников Э.Н., Барашков А.А. Совместимость звеньев модульных автопоездов. М.: АП № 5, 2010. С. 37—39.

УДК 629.33

ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ АВТОПОЕЗДА

Д-р техн. наук **ДЬЯКОВ И.Ф.**
Ульяновский ГТУ (8422.77-81-49, i.dyakov@ulstu.ru)

Рассмотрены вопросы повышения устойчивости движения автопоезда с помощью нового седельно-сцепного устройства. Оно обеспечивает жёсткость соединения тягача с полуприцепом при движении, обладает достаточным быстродействием согласованного углового перемещения звеньев автопоезда в плоскости движения тягача, что предотвращает процесс его складывания. Удовлетворяет требованиям безопасности движения и маневренности в стеснённых условиях.

Технический результат состоит в обеспечении надёжности и быстродействии срабатывания седельно-сцепного устройства при скорости движения более 50 км/ч, повышает устойчивость при прямолинейном движении и маневрировании задним ходом. Управление седельно-сцепного устройства — как ручное, так и автоматическое.

Ключевые слова: *автопоезд, седельно-сцепное устройство, ферромагнитная жидкость, направляющий зев, устойчивость движения, автоматическое управление.*

Dyakov I.F.

STABILITY OF ROAD TRAINS MOVEMENT

The article considers the issues of ensuring the stability of the movement of the road trains with the help of a new fifth-wheel coupling device. It provides rigidity of connection of the road tractor with the semitrailer during the movement and has sufficient speed of the coordinated angular movement of the links of the road train in the plane of the road tractor's movement, which prevents the process of its folding. It satisfies the requirements of ensuring traffic safety and maneuverability in space-limited environment.

The technical result consists in ensuring the reliability and speed of operation of the fifth wheel coupling device at a speed of more than 50 km/h, increases the stability during the direct motion and reversing maneuvering. The control of the fifth wheel coupling device is both, manual and automatic.

Keywords: *road train, fifth wheel coupling device, ferromagnetic fluid, guiding eye, movement stability, automatic control.*

Один из важных факторов безопасности движения автопоездов — поперечная устойчивость в горизонтальной плоскости при возникновении на высоких скоростях движения (более 50 км/ч) виляния полуприцепа, которое приводит к вилянию передних колёс тягача. В результате скорость движения автопоезда приходится ограничивать. Особенно это актуально для автопоездов повышенной грузоподъёмности, в том числе многозвенных. Одним из путей решения проблемы повышения поперечной устойчивости автопоезда, может быть использование новой конструкции тягово-сцепного устройства, от которого в значительной степени зависят маневренность, устойчивость, безопасность движения и управляемость автопоезда.

Для этого разработано сцепное устройство, активно препятствующее складыванию, состоящее из седельно-сцепного устройства тягача и тягово-поворотного устройства полуприцепа. Последнее (рис. 1, *а*) представляет собой жёстко прикреплённый к раме *15* полуприцепа корпус *6*, в котором установлена втулка *1* с запрессованным в неё шкворнем *17*, закреплённым в корпусе гайкой *12*. За пределами корпуса (ниже втулки) хвостовик *18* шкворня выполнен шестигранным с возможностью размещения в шестигранном раздвижном зеве *19* седельно-сцепного устройства (рис. 1, *б*), установленного на раме тягача. Верхняя часть втулки *1* соединена посредством шлицевого соединения с наружной ступицей *3*. Внутри корпуса, между его внутренней стальной кольцеобразной шлицевой поверхностью и наружной шлицевой поверхностью ступицы размещены друг над другом кольцеобразные стальные шлицевые диски, один из которых *5* соединён посредством шлицевого соединения с корпусом, а второй кольцеобразный стальной шлицевой диск *4* имеет шлицевое соединение со ступицей с возможностью перемещения вдоль шлиц. Кольцеобразная полость внутри корпуса с размещёнными в ней кольцеобразными стальными шлицевыми дисками *4* и *5* заполнена ферромагнитной жидкостью *7*. Кольцеобразная обойма *14* из немагнитного материала установлена с опорой на верхние грани корпуса и ступицы. В кольцеобразной обойме *14* укреплён кольцевой электромагнит *9* с расположением над кольцеобразными стальными шлицевыми дисками. В пазах периферийных участков кольцеобразной обоймы уложены уплотнительные магнитные кольца *8* и *10*, состоящие из набора постоянных магнитов. Магнитные кольца препятствуют вытеканию ферромагнитной жидкости из кольцевой полости корпуса. Бронзовые втулки *2* и *11*,

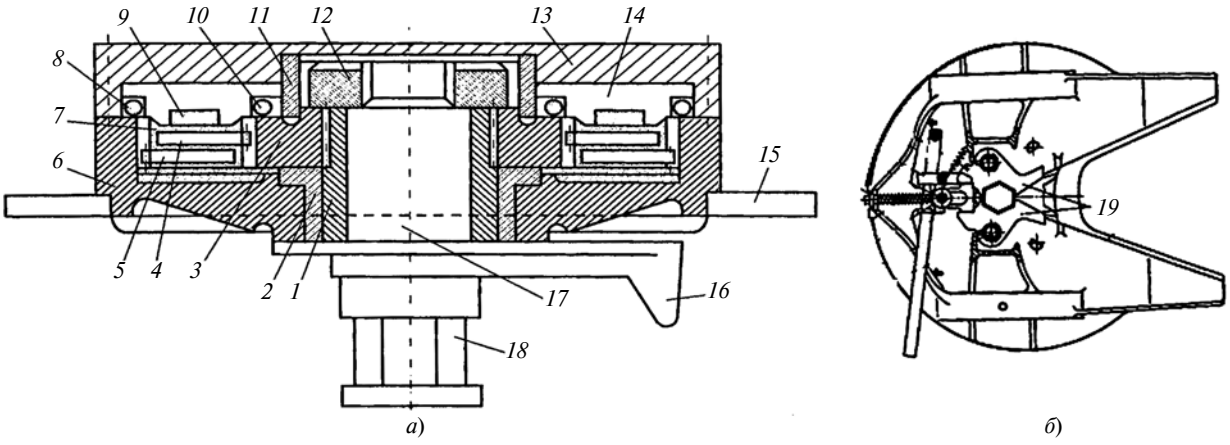


Рис. 1. Схема конструкции тягово-поворотного (а) и седельно-сцепного (б) устройств

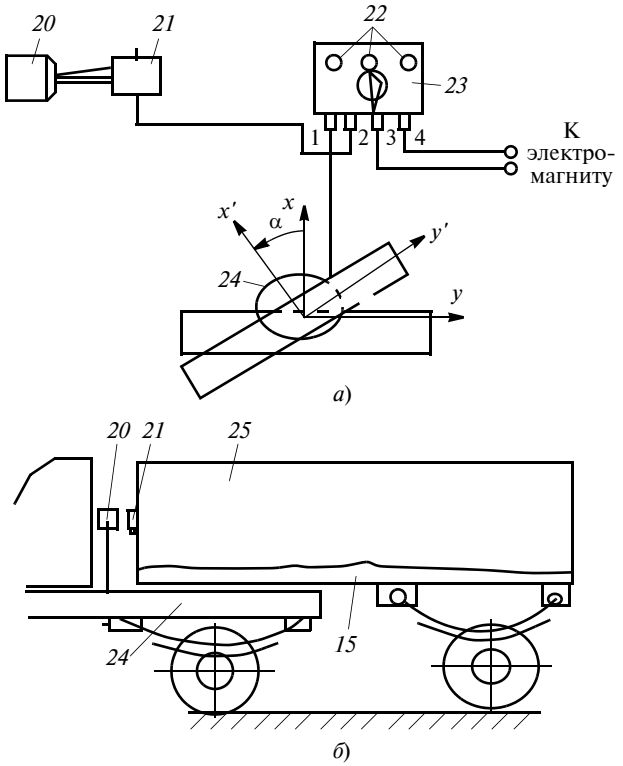


Рис. 2. Принципиальная схема управления сцепным устройством:
а — схема управления; *б* — размещение датчика

установленные между корпусом и втулкой шкворня, а также между ступицей и крышкой *13* (крепление крышки к корпусу условно показано осевыми линиями по периметру крышки), обеспечивают плотное подвижное соединение и запирание полости с ферромагнитной жидкостью. Шкворень снабжён ограничительным шипом *16*, который при сцепке автопоезда входит в раздвижной направляющий зев *19* седельно-сцепного устройства.

Периодическое подключение электромагнита *9* к источнику электропитания обеспечивается устройством управления, снабжённым пультом управления *23* с индикатором *22* (рис. 2). Устройство управления обеспечивает ручное и автоматическое регулирование движением полуприцепа. Ручное управление подразумевает указание с помощью пульта управления на режим маневра автопоезда (вперёд, назад) и указание на допустимые пределы угла поворота полуприцепа (±3—5°), в диапазоне которых не подаётся напряжение питания электромагнита, при этом ферромагнитная жидкость сохраняет подвижность и не блокирует свободный поворот корпуса относительно ступицы.

Источником управляющих сигналов служит оптический (лазерный) датчик угла поворота полуприцепа относительно тягача (или относительно направления движения), включающий источник оптического (лазерного) излучения *20* на тягаче *24* и фотоприёмник излучения *21* на полуприцепе *25*. Пульт управления ССУ находится перед водителем наряду с другими приборами. С помощью индикаторов *22* осуществляется контроль относительных положений тягача и полуприцепа: левое, правое и нейтральное. К нейтральному положению отнесены возможные качания полуприцепа относительно тягача примерно до ±3°, которые практически не влияют на устойчивость движения автопоезда и которые вызваны незначительными динамическими нагрузками, для гашения которых в конструкции ССУ имеются резиновые упругие элементы. Индикация левого и правого положения полуприцепа свидетельствует об относительном положении тягача и полуприцепа на угол примерно ±40°, который задаётся при настройке устройства управления ССУ. Оптический датчик угла поворота, включающий лазерный излучатель *20* и фотоприёмник излучения *21*, настроен так, чтобы при движении автопоезда и поворотах в пределах ±40° лазерный луч не выходил из рабочей зоны фотоприёмника излучения. С помощью пульта управления водитель контролирует взаимное положение тягача и полуприцепа на момент маневра. Движение тягача вперёд или назад выставляется водителем через пульт управления, но может определяться также автоматически.

При движении вперёд в направлении "прямо" и на поворотах электропитание на электромагнит *9* не подаётся, ферромагнитная жидкость *7* находится в жидкой фазе, в которой свободно может поворачиваться кольцеобразный стальной шлицевой диск *4*. При этом он поворачивается относительно второго диска *5*, соединённого со шлицами корпуса *6* плавно, преодолевая гидравлические сопротивления ферромагнитной жидкости, соответственно демпфируется движение полуприцепа. На поворотах, ввиду возникающих сил трения между корпусом и бронзовыми втулками *11* и *2*, осуществляется выравнивание продольных осей тягача и полуприцепа. При заднем маневре "прямо" или с поворотом на электромагнит *9* подается электропитание. Под действием магнитного поля ферромагнитная жидкость переходит в твёрдую фазу. Кольцеобразные стальные шлицевые диски теряют подвижность как за счёт изменённой вязкости ферромагнитной жидкости, так и за счёт притяжения к электромагниту и заклиниванию на шлицах. По окончании маневрирования переключатель устанавливают в нейтральное положение, ферромагнитная жидкость переходит в жидкое состояние.

Особенность этого устройства в том, что при торможении или маневрировании тягача включается датчик указателя заднего хода, который подаёт напряжение к электромагниту корпуса, при этом возникающее магнитное поле вызывает затвердевание ферромагнитной жидкости, обеспечивая блокировку ведущих и ведомых тягово-поворотных дисков седельно-сцепного устройства. Ферромагнитная жидкость представляет собой полимерное соединение, молекулы которого состоят из чередующихся атомов кремния и кислорода с присоединёнными углеводородными радикалами по свободным связям кремния, стабилизированными олеиновой кислотой. Намагниченность насыщения до 50 кА/м. Использование ферромагнитной жидкости даёт возможность снизить мощность — соответственно, габаритные размеры электромагнита.

В отличие от существующих седельно-сцепных устройств управление жёсткостью передачи между звеньями "корпус—шкворень" обеспечивается периоди-

ческой коммутацией источника питания электромагнита. При этом отсутствует износ и проскальзывание кольцеобразных стальных шлицевых дисков, обеспечивается надёжность конструкции, её долговечность, а быстродействие создания максимальных сил сцепления и сброс такого режима соответствуют коммутации электрической сети. Демпфирующие свойства седельно-сцепного устройства позволяют значительно повысить скорость автопоезда, не вызывая при этом его виляния.

Литература

1. Берковский Б.М. Магнитные жидкости / Б.М. Берковский, В.Ф. Медведев, М.С. Краков М.: Химия, 1989. — С. 172.
2. Трёхзвенные автопоезда / Под общей ред. Я.Е. Фаробина. М.: Машиностроение, 1993. — 223 с.
3. Фаробин Я.Е., Будагян А.С., Самойленко Ю.А. Особенности оценки управляемости трёхзвенных автопоездов // Изв. вузов. Машиностроение. М.: Изд-во МВТУ им. Баумана, 1998, № 5. С. 87—91.
4. Белоусов Б.Н., Шухман С.Б. Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами. М.: Агроконсалт, 2013. — 610 с.

УДК 629. 113-592.2

О ВЫБОРЕ ПАРАМЕТРОВ СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА АВТОПОЕЗДА

ЖЕЛЕЗНОВ Е.И., ЖЕЛЕЗНОВ Р.Е.
Волгоградский ГТУ (8442.23-21-31)

Изложены замечания по выбору параметров сцепного устройства автопоезда, составленные по результатам анализа существующих рекомендаций и собственных исследований авторов.

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

Zheleznov E.I., Zheleznov R.E.

ABOUT THE CHOICE OF PARAMETERS OF THE COUPLING DEVICE OF THE ROAD TRAIN

This article presents the remarks on the choice of the parameters of the coupling device of the road train, that were compiled based on the results of the analysis of existing recommendations and researches of authors.

Keywords: *road train, tractor, trailer, coupling device.*

В ряде работ, посвящённых взаимодействию звеньев автопоезда при движении на режимах разгона и торможения, а также по неровным дорогам, наибольшей полнотой раскрытия темы отличается монография М.М. Щукина [1] и несколько других научных и учебных изданий [2, 3] с его участием. Несмотря на то, что указанная монография увидела свет ещё в 1961 г., приведённые в ней формулы и рекомендации до сих пор используются при расчёте и проектировании сцепных устройств для автомобилей и тягачей. Отдавая должное работам автора этих работ, следует всё же отметить, что некоторые положения, изложенные в них, по нашему мнению, не вполне обоснованы и требуют уточнения. В первую очередь это относится к анализу влияния жёсткости упругой связи на величину нагрузок в сцепном устройстве автопоезда. Рассмотрим этот вопрос более подробно, для чего воспользуемся данными, приведёнными М.М. Щукиным, и результатами собственных исследований авторов данной статьи.

Анализ нагрузок в сцепном устройстве в работе [1] проводился для режимов трогания с места и торможения для трёх моделей автопоездов с использованием полученных автором формул и графиков, построенных на их основе. На рис. 1 в качестве примера приведены графики, характеризующие изменение максимального усилия в сцепке $P_{км}$ автопоезда ГАЗ в функции жёсткости $C_{сц}$ упругой связи. Анализируя эти графики, автор сделал три вывода, два из которых в дальнейшем были положены в основу разработанной им методики выбора параметров сцепного устройства. Первый — касается величины нагрузок в сцепке на режимах трогания с места и торможения. Как следует из графиков (см. рис. 1), а также данных, приведённых в табл. 17 монографии, нагрузки в сцепном устройстве на режиме трогания с места значительно превосходят нагрузки, возникающие при торможении и тем более нагрузки, возбуждаемые дорожными неровностями. На этом основании автор рекомендует в качестве основного расчётного режима при определении размеров деталей сцепного устройства принять режим трогания автопоезда с места. Второй вывод касается диапазона изменения максимальных нагрузок в сцепном устройстве в зависимости от жёсткости упругой связи. Согласно исследованиям автора величина их изменяется в пределах

$$\underset{C_{сц}\to 0}{2mP_{т0}} \le P_{км} \le \underset{C_{сц}\to\infty}{\infty},$$

где $m = M_п/(M_а + M_п)$ — коэффициент весовой характеристики автопоезда; $M_а$, $M_п$ — масса звеньев автопоезда; $P_{т0}$ — суммарная тормозная (тяговая) сила, приложенная к колесам автомобиля.

При этом предельные значения силы $P_{т0}$ составляют: при торможении $P_{т0} = G_а(\varphi - f)$, а при разгоне $P_{т0} = G_а(\varphi + f)$.

Таким образом, при жёсткости $C_{сц} = 0$, "что равносильно отсутствию всякой связи между тягачом и прицепом, нагрузка в сцепке имеет конечное и вполне определённое значение". Понимая абсурдность такого заключения, автор вводит понятия "текущего значения нагрузки", изменяющегося непрерывно в функции времени, и, дополнительно, "предельного значения нагрузки" при $C_{сц} \to 0$ и отмечает, что предел нагрузки в сцепке при $C_{сц} \to 0$ существует, но имеет чисто теоретическое значение и никогда не может быть реально достигнут. Третий вывод относится к характеру изменения зависимостей $P_{км} = f(C_{сц})$ для обоих режимов движения (см. рис. 1). Анализируя их, автор замечает, что для некоторых значений зазоров при определённом сочетании весовых данных автопоезда и темпа приложения сил можно выделить диапазон значений жёсткости $C_{сц}$ (заштрихован на графиках), при кото-

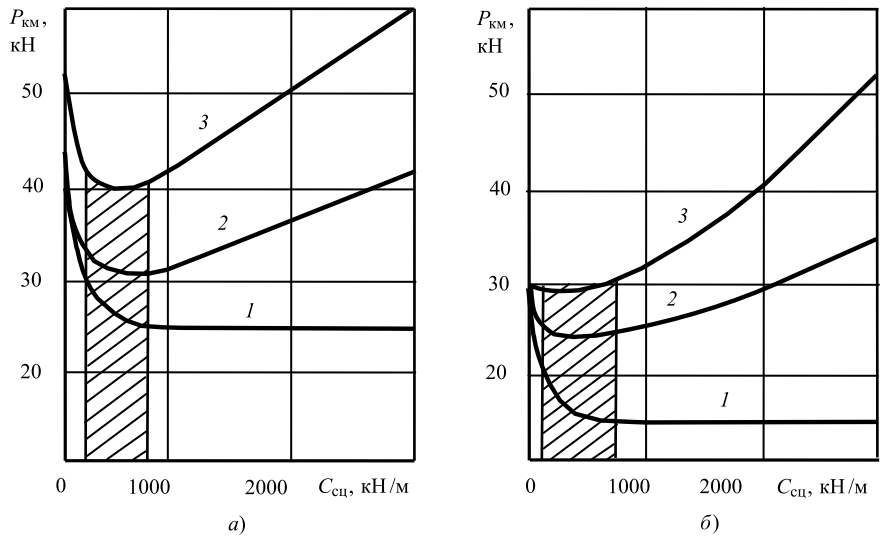


Рис. 1. Нагрузки в сцепном устройстве автомобиля ГАЗ на режимах трогания с места (а) и торможения (б) в зависимости от жёсткости упругой связи ($M_а$ = 5430 кг; $M_п$ = 3500 кг, $\varphi_р$ = 0,45; $\varphi_т$ = 0,7; $\tau_р$ = 0,75 с; $\tau_т$ = 0,4 с):

1 — ξ_x = 0; *2* — ξ_x = 0,02 м; *3* — ξ_x = 0,03 м [1]

ром максимальное усилие в сцепке будет наименьшим, но почему это происходит, не объясняет. В дальнейшем, при разработке рекомендаций по выбору параметров сцепки, он рекомендует выбирать значения $C_{сц}$ из этого диапазона.

Рассмотрим эти выводы по порядку, начиная с первого. Анализ приведённых в работе [1] уравнений, моделирующих процесс трогания автопоезда с места, показал, что автор не учитывал инерцию вращающихся частей автомобиля-тягача, а также его компоновку. По мнению автора, приращение поступательно движущихся масс автопоезда за счёт учёта инерции вращающихся частей для обычных автопоездов не превышает 3—5 % и им можно пренебречь. По нашему мнению, такое допущение неправомерно. Можно также сослаться на работы Я.Х. Закина [3] и Я.Е. Фаробина [4]. Так, Я.Х. Закин прямо указывает: "если движение автопоезда происходит на прямой или близкой к ней передаче, то можно принять коэффициент учёта вращающихся масс $\delta_{ап} \approx 1$, но на режиме трогания с места такое упрощение недопустимо". Проведённые нами расчёты нагрузок в сцепном устройстве автопоезда на базе автомобиля УАЗ-3741 при трогании с места для двух значений коэффициента $\delta_{ап}$ = 1,0 и 1,53 (второе значение $\delta_{ап}$ рассчитано по формуле, приведённой в работе Я. Х Закина [2]), показали (рис. 2, *а*, кривые *1* и *2*), что при классической компоновке тягача и $\delta_{ап}$ = 1,53 процесс разгона автопоезда происходит плавно. В результате максимальная величина нагрузок в сцепном устройстве заметно снижается (примерно в 1,4 раза) по сравнению с вариантом разгона автопоезда при $\delta_{ап}$ = 1,0.

Если же автомобиль оборудован полным приводом (4×4), то нагрузки в сцепном устройстве выше, так как движущие силы действуют уже на всех колёсах тягача, и разгон автопоезда происходит интенсивнее (рис. 2, *а*, кривые *2* и *3*), чем при колёсной формуле 4×2. С появлением зазоров в сцепке нагрузки увеличиваются как при разгоне, так и при торможении (рис. 2, кривые *4* и *6*).

Сопоставление графиков, приведённых на рис. 2, *а* и 2, *б*, говорит о том, что величина нагрузок в сцепном устройстве при торможении выше, чем при трогании с места для автопоезда с колёсной формулой тягача 4×2, что, впрочем, логично, так как движущие силы действуют на колёсах одной оси тягача, а тормозные на обеих. И только для автопоезда, сформированного на базе полноприводного автомобиля, при $\delta_{вр}$ = 1,0 и мгновенном приложении движущих сил усилие $P_{км}$ при разгоне примерно равно усилию при торможении, но этот вариант имеет чисто теоретическое значение и на практике не может быть реализован. Поэтому при оценке прочности деталей сцепного устройства в качестве основного расчётного режима, по нашему мнению, следует использовать режим торможения, тем более что для него исходные условия для расчётов сформулированы более конкретно.

Относительно второго вывода отметим следующее. Проведённые нами исследования и их сопоставление с данными, приведёнными в работе [1], показали, что её автор

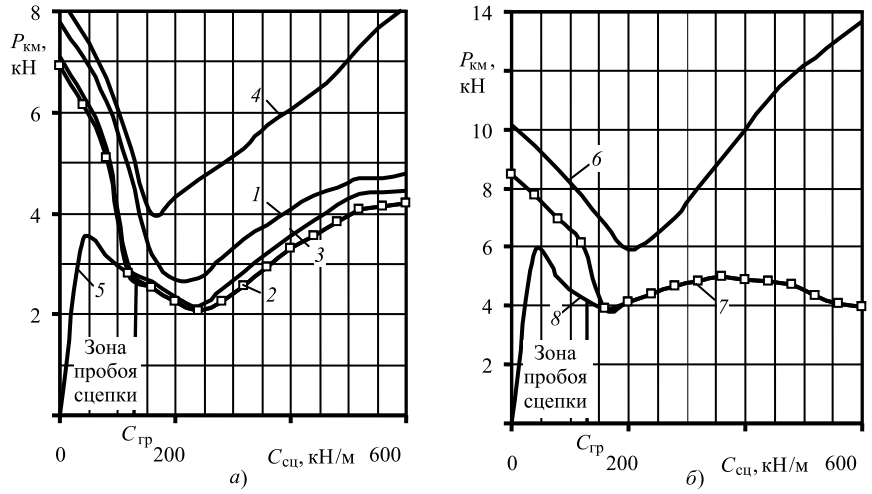


Рис. 2. Нагрузки в сцепном устройстве автомобиля УАЗ на режимах трогания с места и торможения в функции жёсткости упругой связи ($M_а$ = 2450 кг, $M_п$ = 850 кг, $\varphi_р$ = 0,45, $\varphi_т$ = 0,7, $\tau_р$ = $\tau_т$ = 0,4 с, ξ_x = 0, $S_{хд}$ = 0,025 м):

а — разгон: *1* — $\delta_{ап}$ = 1,0, (4×2); *2* — $\delta_{ап}$ = 1,53, (4×2); *3* — $\delta_{ап}$ = 1,74, (4×4); *4* — $\delta_{ап}$ = 1,53, ξ_x = 0,01 м, (4×2); *5* — $\delta_{ап}$ = 1,53, (4×2), $S_{хд}$ = ∞; *б* — торможение: *6* — ξ_x = 0,01 м; *7* — ξ_x = 0; $S_{хд}$ = 0,025 м; *8* — ξ_x = 0; $S_{хд}$ = ∞

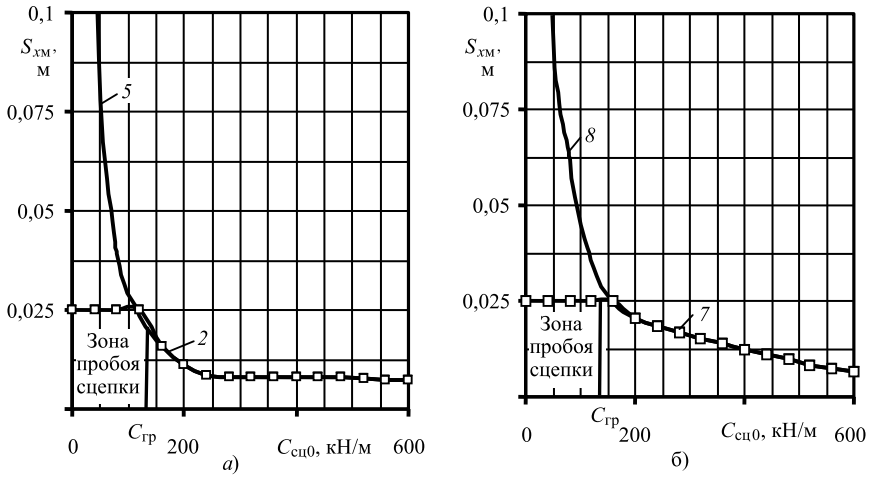


Рис. 3. Изменение деформации S_x упругого элемента сцепки на режимах трогания с места и торможения в функции жёсткости упругой связи:

а — разгон: *2* — $\delta_{ап}$ = 1,53, (4×2); $S_{хд}$ = 0,025 м; *5* — $\delta_{ап}$ = 1,53, (4×2), $S_{хд} = \infty$; *б* — торможение: *7* — $\xi_x = 0$; $S_{хм}$ = 0,025 м; *8* — $\xi_x = 0$; $S_{хд} = \infty$ м

при определении пределов изменения максимальной нагрузки в сцепном устройстве не учитывал возможность пробоя упругого элемента сцепки при $C_{сц} \to 0$. Хотя в тексте монографии об этом упоминал и даже рассчитал значение продольной жёсткости шасси автомобиля ГАЗ на основании обработки результатов эксперимента, но этим и ограничился. В то же время при пробое сцепки звенья замыкаются между собой, образуя колебательную систему, жёсткость которой будет определяться продольной жёсткостью шасси автопоезда, а она значительно выше жёсткости упругого элемента сцепки. Учитывая сказанное, разделим понятия "начальной" $C_{сц0}$ и "текущей" $C_{сц}$ жёсткости упругого элемента. На рис. 3 показаны графики, характеризующие изменение деформации $S_{хм}$ упругого элемента сцепки в функции коэффициента $C_{сц0}$ для двух случаев. В первом случае (см. рис. 3, кривые *5* и *8*) максимальная величина деформации $S_{хм}$ не ограничена, а во втором — ограничена и принята равной $S_{хд}$ = 0,025 м (кривые *2* и *7*). На рис. 2 этим кривым соответствуют кривые изменения усилия $P_{км}$ с теми же номерами. Как видно, в том случае если максимальная величина деформации упругого элемента не ограничена, то при $C_{сц0} \to 0$ усилие $P_{км}$ также стремится к нулю (см. рис. 2, кривые *5* и *8*) как при разгоне, так и при торможении, что логично, но при этом, соответствующие им деформации $S_{хм} \to \infty$, что теоретически логично, но практически невозможно. С увеличением коэффициента $C_{сц0}$ величины $P_{км}$ растут, а $S_{хм}$ уменьшаются. Если же максимальная величина деформации ограничена ($S_{хм} \le S_{хд}$), то при $C_{сц0} \to 0$ величина $S_{хм}$ становится больше допустимой $S_{хд}$ и происходит "пробой сцепки". В результате жёсткость системы "тягач—прицеп" становится равной продольной жёсткости шасси автопоезда (в данном примере $C_ш$ = 558 кН/м), а усилие $P_{км}$ резко растёт (см. рис. 2, кривые *2* и *7*). Неучёт этого фактора и стал причиной сомнительного, по нашему мнению, вывода автора работы [1] о величине усилия в сцепке при $C_{сц0} \to 0$.

Теперь о третьем выводе, относительно оптимальных значений коэффициента $C_{сц}$. Он также связан с явлением "пробоя сцепки". Проведённые нами исследования показали, что при $C_{сц0} = 0$, например, при разрушении упругого элемента, процесс динамического взаимодействия звеньев автопоезда носит ударный характер, подобный тому, какой имеет место при выборе зазора в сцепке. На рис. 4 показаны графики, характеризующие изменение усилия $P_к$ в процессе торможения расчётного автопоезда для двух вариантов сцепного устройства: 1-й — с зазором (ξ_x = 0,025 м), 2-й — без зазора. При этом коэффициенты жёсткости $C_{сц0}$ и демпфирования $\eta_{сц0}$ упругого элемента для первого варианта были приняты равными коэффициентам жёсткости $C_ш$ и демпфирования $\eta_ш$ шасси автопоезда, а для второго — равными нулю при $S_{хм} \le S_{хд}$ и $C_{сц} = C_ш$, $\eta_{сц} = \eta_ш$ при $S_{хм} \ge S_{хд}$. Как видно, кривые $P_к$ для обоих вариантов сцепки совпадают на протяжении всего процесса торможения. Причём в первом случае торможение автопоезда проходит без пробоя упругого элемента, а во втором — пробой происходит практически сразу после начала торможения тягача. Величина $C_{сц0} = 0$ определяет левую границу "зоны пробоя сцепки" (см. рис. 2 и 3), а правая граница этой зоны соответствует значению коэффициента жёсткости $C_{гр}$, при котором динамическое взаимодействие звеньев автопоезда происходит без пробоя упругой связи. Величина $C_{гр}$ зависит от ряда факторов, в том числе от массы прицепа, интенсивности торможения или разгона, характеристик сцепно-

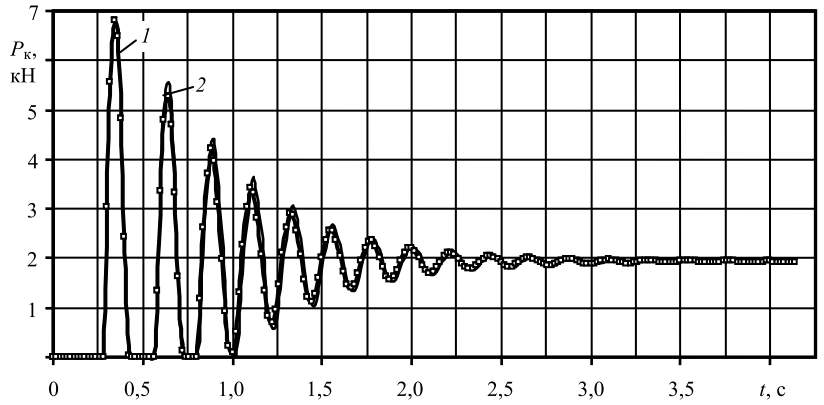


Рис. 4. Изменение усилия в сцепном устройстве расчётного автопоезда при торможении:

1 — $C_{сц} = C_ш$ = 558 кН/м; $\eta_{сц0} = \eta_ш$ = 3,1 кНс/м; ξ_x = 0,025 м; *2* — $C_{сц0} = 0$, $\eta_{сц0} = 0$, $\xi_x = 0$, $S_{хд}$ = 0,025 м

го устройства. С их увеличением величина $C_{гр}$ растёт. Так, для расчётного автопоезда при $M_п$ = 850 кг и ξ_x = 0 $C_{гр}$ ≈ 165 кН/м, а при зазоре ξ_x = 0,005 м почти в два раза больше. В пределах "зоны пробоя сцепки" увеличение начальной жёсткости упругого элемента приводит к снижению нагрузок в сцепном устройстве за счёт сдвига левой границы зоны вправо и снижения средней за время торможения жёсткости системы "тягач—прицеп". Например, при $C_{сц0}$ = 100 кН/м и ξ_x = 0 среднее значение коэффициента жёсткости $\overline{C}_{сц}$ ≈ 523 кН/м, а при $C_{сц0}$ = 160 кН/м уже $\overline{C}_{сц}$ ≈ 289 кН/м. За пределами этой зоны увеличение жёсткости упругой связи сопровождается пропорциональным ростом нагрузок в сцепном устройстве для обоих режимов движения. Таким образом, снижение нагрузок в пределах "зоны пробоя сцепки" обусловлено особенностями изменения жёсткости упругой связи, а соответствующие им значения коэффициентов $C_{сц0}$ едва ли могут быть рекомендованы в качестве исходных параметров при выборе характеристик сцепного устройства. По нашему мнению, нужны другие подходы и критерии, учитывающие не только величину нагрузок в сцепном устройстве, но и другие показатели, характеризующие динамическое взаимодействие звеньев автопоезда в процессе движения.

Литература

1. Щукин М.М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей. — М.—Л.: Машгиз, 1961. — 206 с.
2. Закин Я.Х. Конструкции и расчёт автомобильных поездов / Я.Х. Закин, М.М. Щукин, С. Я Марголис. — Л.: Машиностроение, 1969. — 331 с.
3. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. — М.: Транспорт, 1967. — 255 с.
4. Фаробин Я.Е. Теория движения специализированного подвижного состава / Я.Е. Фаробин, В.А. Овчаров, В.А. Кравцева. — Воронеж: Изд-во ВГУ, 1981. — 160 с.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 621.113.066

ХАРАКТЕРНЫЕ ОТКАЗЫ ЭСУД ДИЗЕЛЬНЫХ АТС

Кандидаты техн. наук **ПАВЛИШИН С.Г.** и **ДОБУШ Я.В.**, **БРЮЗГИН Ф.А.**

Тихоокеанский ГУ (4212.37-51-99)

Рассматриваются вопросы диагностики электронной системы управления дизельным двигателем. Установлены характерные отказы ЭСУД и их причины.

Ключевые слова: *электронная система управления двигателем, диагностика, эксплуатационные показатели, отказ, технологическое оборудование.*

Pavlishin S.G., Dobush Ya.V., Bryuzgin F.A.

TYPICAL FAILURES OF DIESEL VEHICLE'S ECM

The issues presented the diagnostics of engine control modules. The characteristic of diesel vehicle's ECM failures and their causes.

Keywords: *engine control module, diagnostic, performance indicators, failure, technological equipment.*

В последние годы наблюдается быстрое развитие и широкое внедрение электронных систем управления различными элементами автотранспортных средств, таких как антиблокировочная система, противобуксовочная система, система рулевого управления четырьмя колёсами, интеллектуальная система автоматической парковки, адаптивный круиз-контроль, автоматическая система стабилизации поперечного положения кузова при поворотах и изменяемого хода подвесок, электронная система управления двигателем (ЭСУД), климат-контроль и др. Они позволяют современным автомобилям соответствовать постоянно ужесточающимся экологическим требованиям и обеспечивают повышение таких показателей их качества, как безопасность, экономичность, комфортабельность и т. п. Изготовитель стремится сделать их надёжными, и довольно успешно. Однако любая сложная система имеет свои слабые места и требует диагностики, ведь от правильного и своевременного выявления неисправностей электронных систем управления зависят время простоя в техническом обслуживании (ТО) и ремонте и затраты на устранение отказов АТС.

Одна из важнейших в части обеспечения экологичности и экономичности АТС — электронная система управления двигателем с системой впрыска "коммон рейл", которая служит для приготовления оптимального состава топливовоздушной смеси на всех режимах работы двигателя, точного дозирования подачи в цилиндры и своевременного её воспламенения. Главным преимуществом системы является широкий диапазон регулирования давления топлива и момента начала впрыска, которые достигаются за счёт разделения процессов создания давления и впрыска топлива.

ЭСУД автомобиля "Урал-4320" включает следующие основные элементы [1 и 2]: контроллер, датчик давления наддува, датчик положения коленчатого вала, датчик давления и температуры масла, датчик давления и температуры топлива, датчик температуры охлаждающей жидкости, датчик давления топлива в рампе, дозирующее устройство с электромагнитным клапаном.

Контроллер (электронный блок управления) представляет собой управляющий центр системы впрыска топлива. Он непрерывно обрабатывает информацию от различных датчиков и управляет системами, влия-

ющими на токсичность отработавших газов и эксплуатационные показатели автомобиля, отслеживает данные о состоянии двигателя, рассчитывает потребность в топливе и определяет необходимую длительность его подачи форсунками (длительность импульса). Контроллер способен оценивать результаты своих расчётов и команд, запоминать режимы недавней работы и действовать в соответствии с ними. Самообучение контроллера — непрерывный процесс, продолжающийся в течение всего срока эксплуатации автомобиля. Контроллер считывает следующую информацию: положение и частоту вращения коленчатого и распределительного валов; атмосферное давление; давление и температуру наддувочного воздуха; давление топлива в топливной рампе; давление и температуру масла в системе смазки двигателя; температуру охлаждающей жидкости; положение педали акселератора; положение педали тормоза; напряжение в бортовой сети и скорость движения автомобиля. На основе полученной информации контроллер управляет следующими системами и приборами: дозатором топлива топливного насоса высокого давления (ТНВД); топливоподачей (форсунками); реле включения предпускового подогревателя воздуха и системой самодиагностики.

Датчик давления наддува со встроенным датчиком температуры служит для оценки абсолютного давления и температуры наддувочного воздуха на выходе из турбокомпрессора, а также используется для контроля системы рециркуляции отработавших газов. Получая от датчика величины давления и температуры наддувочного воздуха, контроллер рассчитывает массовый расход воздуха двигателя. Значения, получаемые с датчика давления и температуры наддувочного воздуха, могут быть использованы для следующих функций программы контроллера: коррекции цикловой подачи для уменьшения дымности; корректировки степени рециркуляции отработавших газов; управления работой устройств облегчения пуска и защиты от перегрева.

Датчик положения коленчатого вала (синхронизации) предназначен для определения углового положения коленчатого вала относительно верхней мёртвой точки (ВМТ) в цилиндрах двигателя, синхронизации работы контроллера с рабочим процессом двигателя и определения частоты вращения коленчатого вала.

Датчик положения распределительного вала (датчик фаз) установлен в переднем торце полумуфты ТНВД. Его действие основано на эффекте Холла. На основе информации, получаемой от данного датчика, контроллер точно определяет положение поршня в ВМТ такта сжатия, для расчёта последовательности впрыска топлива согласно порядку работы цилиндров. При выходе из строя датчика фаз контроллер включает сигнальную лампу о неисправности на панели приборов и переходит в режим ограничения крутящего момента.

Датчик давления и температуры масла служит для измерения и соответствующего контроля абсолютных давления и температуры в системе смазки двигателя. Кроме того, показания датчика температуры масла используются для управления работой устройства облегчения пуска. При отказе датчиков давления и температуры масла контроллер сигнализирует об ошибке посредством диагностической лампы на панели приборов. При отказе датчика давления контроллер учитывает давление масла, равное 6 кПа, а при отказе датчика температуры — температуру масла, равную температуре охлаждающей жидкости.

Датчик давления и температуры топлива контролирует давление и температуру топлива, подаваемого подкачивающим насосом (в контуре низкого давления). Датчик расположен сверху на входе в фильтр тонкой очистки топлива. С помощью датчика давления контролируется степень загрязнённости сменных фильтров предварительной и тонкой очистки топлива.

Датчик температуры охлаждающей жидкости двигателя соответственно контролирует её температуру. В зависимости от сигнала этого датчика контроллер задаёт различные алгоритмы работы. Например, при температуре охлаждающей жидкости ниже минус 16 °С перед пуском двигателя включается предпусковой подогреватель воздуха и загорается лампа холодного пуска. Выходной сигнал датчика также информирует водителя о высокой температуре охлаждающей жидкости включением соответствующей лампы на панели приборов или сообщением через интерфейс CAN. При отказе датчика температуры охлаждающей жидкости контроллер сигнализирует об ошибке посредством диагностической лампы и замещает его показания показаниями датчика температуры масла.

Датчик давления топлива в рампе (установлен в её торце). Датчик с высокой точностью и быстродействием измеряет мгновенное значение давления топлива в рампе (контуре высокого давления). Диапазон измерений датчика составляет 0—200 МПа (0—2000 кГс/см^2). Контроллер получая сигналы от датчика, поддерживает заданное давление топлива в рампе, что необходимо для обеспечения топливно-экономических и экологических показателей двигателя.

Дозирующее устройство с электромагнитным клапаном установлено на корпусе ТНВД (в линии низкого давления). Количество топлива, подаваемого в насос, регулируется электромагнитным клапаном дозирующего устройства. Таким образом, клапан регулирует расход топлива, подаваемого в топливную рампу, в соответствии с потребностями системы.

Для проверки технического состояния и поиска неисправностей ЭСУД в целом и указанных выше её элементов используется диагностический комплекс МТ10КМ отечественного производства, который включает мотор-тестер и компьютерный сканер для дизельных и бензиновых автомобилей, а также базу данных для учёта клиентов и проводимых работ (рис. 1). Мотор-тестер МТ10КМ работает на основе программного обеспечения МТ10 и поддерживает диагностику в режиме сканера автомобилей "Урал", ЗИЛ, МАЗ, КамАЗ, ПАЗ, ВАЗ, ГАЗ, УАЗ, "Иж", "Шкода", ФИАТ, "Форд" и др. со всеми существующими ЭСУД, включая следующие системы: иммобилайзер, АБС, подушка безопасности, климат-контроль и электроусилитель руля [4]. Следует отметить, что он по своим возможностям (функциональности) превосходит аналогичное зарубежное диагностическое оборудование.

Кроме диагностического комплекса с персональным компьютером (ноутбуком) для проверки технического состояния электронных систем управления применялось следующее технологическое оборудование: дымомер, клещи токовые КТ-14С 250А; клещи синхронизации индуктивные КСИ-4; датчики высокого напряжения ДВН-4А-М и ДВН-4А-П; пьезоэлектрические датчики ПД-4 и ПД-6; усилитель заряда пьезодатчика УЗ-П; датчики давления ДТК-2 и ДД-8Д; мультиметр и стробоскоп автомобильный.

С использованием указанного выше оборудования были выявлены и исследованы причины характерных неисправностей ЭСУД. Объём выборки для наблюдений составил 8 дизельных автомобилей "Урал-4320" с двигателями моделей ЯМЗ-6565, пробег которых с начала эксплуатации в среднем составлял 60—80 тыс. км. А технико-эксплуатационные показатели, характеризующие режим их работы на линии представлены в таблице.

Указанные автомобили эксплуатируются в Российской строительной компании — ООО "Велесстрой", в Дальневосточном Федеральном округе, для которого характерны: отсутствие разветвлённой сети дорог с усовершенствованным типом покрытия (на некоторых направлениях фактическое бездорожье); повышенная влажность воздуха (до 100 %) и наличие агрессивных компонентов в прибрежных районах; сезонные колебания температур от −35 до +35 °С из-за

Рис. 1. Диагностика ЭСУД автомобиля "Урал-4320"

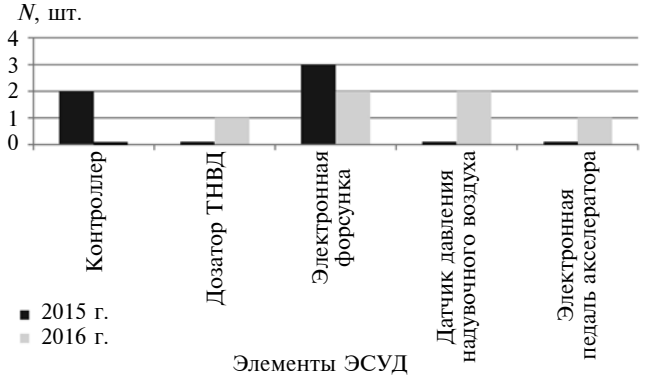


Рис. 2. Характерные отказы (неисправности) ЭСУД (N — число отказов)

№	Технико-эксплуатационные показатели автомобилей	Значение показателя
1	Среднегодовой пробег, км	68 450
2	Среднесуточный пробег, км	243
3	Средний расход топлива летом, л/100 км	29,6
4	Средний расход топлива зимой, л/100 км	39,1
5	Периодичность ТО-1, км пробега	5000
6	Периодичность ТО-2, км пробега	10 000
7	Средняя трудоёмкость проведения ремонтных работ, чел. · ч	3
8	Количество дней в году, в которые автомобиль использовался	282
9	Среднее время работы автомобиля в день, ч	7

резкоконтинентального климата и низкое качество дизельного топлива из-за большого содержания серы.

На рис. 2 представлена гистограмма характерных отказов, указанных АТС за период наблюдений с 2015 по 2016 г. Установлено, что причинами неисправностей контроллера и датчика давления наддувочного воздуха являются так называемые производственные отказы вследствие нарушения технологического процесса ТО или ремонта. Например, такие как некорректные действия ремонтного или водительского персонала, вызывающие скачки напряжения в системе электрооборудования. А основной причиной выхода из строя дозатора ТНВД и электронных форсунок — так называемые эксплуатационные отказы по причине низкого качества дизельного топлива, а также попадания в топливную систему грязи при неаккуратной замене фильтра тонкой очистки. Электронная педаль акселератора выходит из строя вследствие износа толстопленочных резистивных дорожек потенциометра или некачественного изготовления датчика положения акселератора.

Внедрение на автотранспортных предприятиях современного диагностического оборудования, например, такого как МТ10КМ, позволяет сократить время поиска и повысить качество устранения отказов (неисправностей) электронных систем управления, а также снизить эксплуатационные затраты на АТС [3]. А за счёт сокращения времени простоев в ТО и ремонте увеличить коэффициенты технической готовности и выпуска парка АТС.

Литература

1. Автомобили "Урал-4320-60/61", "Урал-43206-61", "Урал-5557-60" и их модификации. Руководство по эксплуатации автомобилей 4320-3902037 РЭ (издание первое, переработанное). — ОАО "АЗ "Урал", 2014. — 266 с.
2. Силовые агрегаты ЯМЗ-236НЕ2, ЯМЗ-236НЕ, ЯМЗ-236Н, ЯМЗ-236БЕ2, ЯМЗ-236БЕ, ЯМЗ-236Б. Руководство по эксплуатации 236Н-3902150 РЭ — ОАО "АВТОДИЗЕЛЬ". 2015. — 404 с.
3. Обеспечение работоспособности электронных систем управления двигателем / Ю.В. Баженов, В.П. Каленов // Автомобильная промышленность, № 12, 2015.
4. Павлишин С.Г. Характерные отказы электронной системы управления двигателем / С.Г. Павлишин, Ф.А. Брюзгин, Ю.С. Ягодина // Автотранспортное предприятие, № 10, 2016.

УДК 629.3.08

СПОСОБ АВТОМАТИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТОРМОЗОВ АВТОМОБИЛЯ С АБС

Канд. техн. наук **МАЛКИН В.С.**
Тольяттинский ГУ

Способ расширяет возможности блока управления АБС, позволяя выявлять неисправности не только электрических цепей, но и механических устройств — тормозных механизмов и связанных с ними элементов. Диагностирование осуществляется блоком управления в процессе эксплуатации автомобиля путём контроля моментов начала торможения и сброса давления в приводе тормозов, производимого АБС. Обработка результатов контроля осуществляется блоком управления по известному методу последовательного статистического контроля качества изделий.

Ключевые слова: *антиблокировочная система тормозов автомобиля, автоматическое диагностирование.*

Malkin V.S.

METHOD OF AUTOMATIC DIAGNOSIS OF THE BRAKES OF THE CAR WITH ANTI-LOCK SYSTEM

The method extends the brake control unit, allowing to detect faults not only electrical circuits but also mechanical devices, braking mechanisms and associated elements. Diagnosis is performed by the control unit in the process of operation of the vehicle by controlling the braking moments of starting and relief pressure in the drive of brakes manufactured by ABS. Processing results of the control performed by the control unit by a known method consistent statistical quality control of products.

Keywords: *anti-lock brakes, auto diagnostics.*

Внедрение антиблокировочных систем тормозов позволило существенно повысить устойчивость современных автомобилей при торможении, но в то же время создало новые специфические проблемы. Дело в том, что АБС нивелирует плохую работу отдельных тормозных механизмов и тем самым маскирует возникающие и развивающиеся неисправности. Это делает особенно важной диагностику системы и её узлов. Ведь эксплуатация автомобиля с неисправным тормозным механизмом хотя бы одного из колёс при непредвиденном отказе АБС может привести к потере устойчивости автомобиля при торможении и серьёзным дорожно-транспортным происшествиям.

Снижение тормозной силы колеса может быть следствием замасливания или износа тормозных колодок, заклинивания поршней гидроцилиндров привода или подвижного тормозного суппорта. Причиной плохой работы тормоза также может быть закупоривание шлангов гидропривода при отслаивании их стенок или образование "грыжи" при нарушении кордового каркаса шланга и др. Своевременное обнаружение неисправностей тормозной системы — важнейшее условие обеспечения активной безопасности автомобиля.

Электронный блок управления АБС, обрабатывающий сигналы датчиков скорости вращения каждого из колёс, вычисляет параметры управления элементами сброса давления в приводе тормозов блокирующихся колёс, содержит также опцию самодиагностики, автоматически реализующуюся в самом блоке управления. Самодиагностика сводится к контролю сигналов, проходящих в цепях АБС и сравнению величин этих сигналов с нормативными значениями. При отклонении электрических сигналов от своих нормативных значений блок управления фиксирует эти сигналы в оперативной памяти в виде определённого кода и включает сигнализатор обнаруженной неисправности. Считывание кодов неисправностей может производиться с помощью подключенного к блоку управления специального тестера. Недостаток применяемой самодиагностики АБС состоит в том, что таким способом контролируются только элементы электрических цепей, а диагностирование исправности механических устройств — тормозных механизмов и связанных с ними элементов — не производится.

Таким образом, необходимо автоматическое диагностирование исправности тормозных механизмов и связанных с ними механических и гидравлических устройств, при условии обеспечения возможности непрерывного контроля тормозного управления в процессе эксплуатации автомобиля при минимальных дополнительных затратах. И такой способ реализован: техническое решение задачи изложено в патенте РФ № 2464187 от 20.10.2012 г. "Способ диагностирования тормозов автомобиля, оборудованного антиблокировочной системой" (авторы — В.С. Малкин и А.Е. Буслаев). Способ основан на том, что хорошо работающий тормоз замедляет вращение колеса более интенсивно, чем тормоз, работающий плохо. Таким образом, при торможении автомобиля первым к состоянию блокировки, когда АБС начинает циклически сбрасывать давление жидкости в гидравлическом приводе тормозного механизма, приходит колесо с наиболее хорошо работающим тормозом. Колесо же с плохо работающим тормозом вообще не будет доведено до состояния блокировки, или, во всяком случае, момент начала сбрасывания давления в приводе тормоза наступит заметно позже, чем у колеса с хорошо работающим тормозом.

По требованиям ГОСТ Р 51709—2001* допускается разница тормозных сил на колёсах автомобиля в 20 % для дисковых и 25 % для барабанных тормозов. Поскольку при нажатии на педаль нарастание тормозной силы близко к линейной зависимости, а темп нарастания тормозной силы определяется эффективностью тормозного механизма, отношение разницы времени начала сбрасывания давления в приводе плохо и хорошо работающих тормозов ко времени начала сбрасывания давления в приводе плохо работающего тормоза также может быть, например, принято равным 0,2 и менее, если техническое состояние дисковых тормозных механизмов отвечает требованиям ГОСТа.

Это условие может быть иллюстрировано графиком (рис. 1), по оси абсцисс которого отложено время торможения автомобиля, а по оси ординат — тормозная сила, где $P_б$ — сила, при которой исчерпывается сцепление колеса с дорогой и начинается блокировка первого колеса, $P_п = 0{,}8P_б$ — предельно допустимое по ГОСТ Р 51709—2001* значение тормозной силы, когда тормоз может считаться исправным. Линия *1* показы-

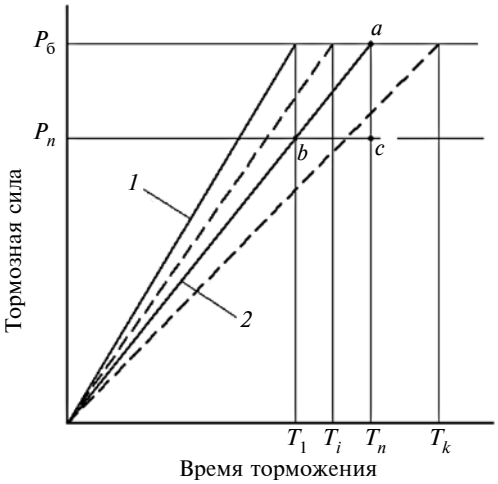


Рис. 1. График нарастания тормозных сил при разной эффективности тормозных механизмов:

1 — для колеса, затормаживаемого до состояния блокировки первым; *2* — предельно допустимое нарастание тормозной силы по условию эффективности тормозного механизма

вает нарастание тормозной силы исправного тормоза, а T_1 — время до начала сбрасывания давления в приводе этого тормоза, линия *2* — предельно допустимое нарастание тормозной силы, а $T_п$ — время до начала сбрасывания давления в приводе этого тормоза. Пунктирными линиями показаны возможные варианты нарастания тормозных сил и моменты начала сбрасывания давления в приводе тормозов: T_i — тормоза исправны, T_k — тормоза неисправны.

Из условия подобия треугольников можно записать отношения: $\frac{bc}{0T_п} = \frac{ac}{aT_п}$, а подставляя физические величины, получим $\frac{T_п - T_1}{T_п} = \frac{P_б - P_п}{P_б}$.

Поскольку по ГОСТ Р 51709—2001* исправными считаются дисковые тормоза при выполнении условия $\frac{P_{max} - P_{min}}{P_{max}} = \frac{P_б - P_п}{P_б} \le 0{,}2$, то условием признания исправным тормоза по результатам контроля времени начала сбрасывания давления в приводе, производимого АБС, можно принять: $\frac{T_п - T_1}{T_п} \le 0{,}2$.

Для колеса, которое за весь период торможения не блокировалось, и сброс давления в приводе тормоза не производился, величина времени до момента начала сбрасывания давления в его приводе может быть принята равной бесконечности или, по крайней мере, в 100 раз большей времени до начала сбрасывания давления в приводе тормоза колеса, которое начало блокироваться первым. В этом случае рассматриваемое отношение стремится к единице и условие признания тормоза исправным явно не выполняется.

Однако блокировка колеса определяется не только тормозным механизмом, но и условиями сцепления колеса с дорогой. Так как коэффициент сцепления колеса с дорогой зависит от многих факторов (микропрофиля поверхности дороги, наличия на поверхности дороги пыли, грязи, влаги, выпотевания битума и т.п.), моменты начала сбрасывания давления жидкости в приводе тормозных механизмов носят случайный характер. Рассчитанные отношения разницы времени начала сбрасывания давления в приводе плохо и хорошо работающих тормозов ко времени начала сбрасывания давления в приводе плохо работающего тормоза также следует рассматривать как случайные реализации опытов, которым можно присвоить условное значение "1", если отношение больше 0,2 или значение "0", если отношение 0,2 и менее.

В процессе многократных торможений автомобиля накапливаемые в оперативной памяти блока управления АБС условные значения отношений предлагается подвергнуть дальнейшей обработке по известному методу последовательного статистического контроля качества изделий. Граничные условия статистического контроля заранее рассчитывают при назначенных величинах предельной и допустимой вероятности наличия неисправного тормоза на автомобиле, а также вероятностей ошибок — рисков пропустить неисправный или забраковать исправный тормоз по результатам диагностирования [1, 2].

При идеально работающих тормозах всех колёс, возможные последовательности моментов начала сброса давления в их приводе равновероятны. Если тормоз колеса работает плохо, то при торможениях чаще наблюдаются величины отношений более 0,2 и в блоке управления, на основе заложенной в нём программы, будет быстро накапливаться сумма условных значений "1", а если тормоз работает хорошо, то чаще наблюдаются условные значения "0" и сумма нарастает медленно. Накопление условных значений производят до момента выхода их суммы за пределы граничных условий признания тормоза неисправным или исправным. После преодоления границы "тормоз неисправен", в памяти блока управления заносится код неисправности тормоза конкретного колеса, при этом включается сигнализатор неисправности на щитке приборов автомобиля, а после этого автоматически обнуляют сумму в памяти блока и повторяют процедуру накопления условных значений в процессе последующих торможений автомобиля. Такое же обнуление суммы условных значений производят и после преодоления границы "тормоз исправен", после чего процедура накопления условных значений также повторяется.

Граничные условия можно определить на основе известных формул [2, стр. 235]. В качестве примера реализации предлагаемого способа будем считать, что вероятность наличия на диагностируемом автомобиле с АБС неисправности (недостаточной эффективности) тормоза одного из колёс $q_0 = 0{,}01$ является приемлемой, а $q_m = 0{,}05$ — неприемлемой. Примем вероятность того, что по результатам диагностирования будет "забракован" автомобиль с приемлемой вероятностью наличия неисправности тормоза $\alpha = 0{,}1$, а вероятность пропустить неисправный тормоз $\beta = 0{,}05$.

Граничное условие "*тормоз исправен*" как зависимость накопленной суммы условных значений m от

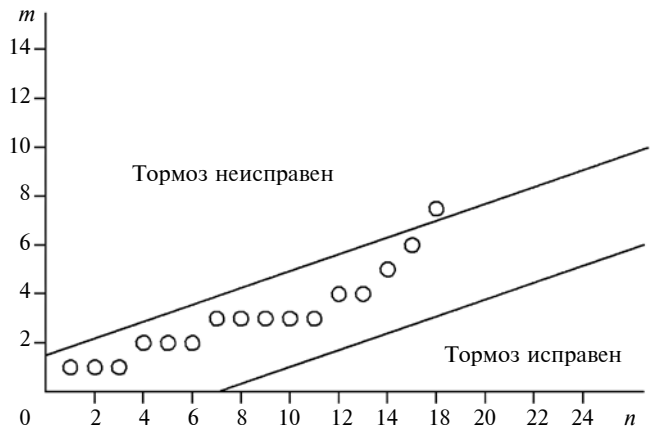


Рис. 2. Пример использования последовательного статистического контроля качества изделий для автоматического диагностирования тормозов автомобиля с АБС

общего числа торможений автомобиля n, при которых срабатывает АБС, выражается формулой:

$$m_{\text{пр}} = \frac{\varepsilon - 1}{\ln\varepsilon} q_0 n - \frac{A}{\ln\varepsilon}.$$

Граничное условие "*тормоз неисправен*": $m_{\text{бр}} = \frac{\varepsilon - 1}{\ln\varepsilon} q_0 n + \frac{B}{\ln\varepsilon}$. В этих формулах принято: $\varepsilon = \frac{q_m}{q_0}$, $A = \ln\frac{1-\alpha}{\beta}$, $B = \ln\frac{1-\beta}{\alpha}$. Подставляя принятые численные значения параметров формул, получим: $m_{\text{пр}} = 0{,}248n - 1{,}795$; $m_{\text{бр}} = 0{,}248n + 1{,}398$.

Граничные условия выражены двумя линейными зависимостями, разделяющими пространство графика на три зоны: "тормоз неисправен", "количество торможений недостаточно, анализ (диагностирование) следует продолжить" и "тормоз исправен" (рис. 2). Результаты суммирования условных значений (1 или 0) отношения разницы времени начала сбрасывания давления в приводе плохо и хорошо работающих тормозов ко времени начала сбрасывания давления в приводе плохо работающего тормоза на приведённом графике показаны кружочками. Напомним, что на графике n — это общее число торможений, когда срабатывала АБС и производился сброс давления тормозной жидкости в приводе.

Из графика следует, что в приведённом примере после 18 торможений автомобиля, при которых АБС срабатывала, блок управления будет сигнализировать о том, что анализируемый тормоз не обеспечивает должного торможения, так как создаваемая им тормозная сила более чем на 20 % отличается, т.е. меньше тормозной силы хорошо работающего тормоза.

Полученные формулы граничных условий можно ввести в виде расчётной программы в блок управления АБС, что позволяет в условиях эксплуатации автомобиля без дополнительных материальных затрат постоянно диагностировать не только исправность электрических цепей АБС, но и состояние тормозных механизмов, что обеспечивает решение поставленной задачи и является техническим результатом данного способа. Процедура диагностирования тормозов осуществляется автоматически в процессе эксплуатации автомобиля. При выявлении неисправного тормоза включается сигнальная лампочка, код колеса с неисправным тормозом может быть определён с помощью подключаемого к электронному блоку управления диагностического тестера.

Литература

1. Шор Я.Б. Статистические методы анализа и контроля качества и надёжности. — М.: Советское радио, 1962. — 552 с.
2. Шор Я.Б., Кузьмин Ф.И. Таблицы для анализа и контроля надежности. — М.: Советское радио, 1968. — 284 с.

УДК 629.113

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СОХРАНЕНИЯ ВЯЗКОСТИ МОТОРНОГО МАСЛА В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

ЖЕГАЛОВ И.Н.

Рязанское ВВДКУ имени генерала армии В.Ф. Маргелова

Представлены результаты исследования способа обработки моторного масла для поддержания его вязкости в условиях низких температур.

Ключевые слова: *холодный климат, отказ двигателя, моторное масло, прокачиваемость, вязкость, ультразвук, кавитация.*

Zhegalov I.N.

THEORETICAL STUDY PRESERVATION ENGINE OIL VISCOSITY AT LOW TEMPERATURES

The article presents the results of the research method of engine oil treatment to maintain its viscosity at low temperatures.

Keywords: *cold climate, engine failure, engine oil, pumpability, viscosity, ultrasound, cavitation.*

Повышение вязкости моторного масла и выпадение парафинов, приводящее к его застыванию, затрудняют работу масляного насоса и способны привести к отказу двигателя [1]. Поэтому одно из важнейших требований к качеству масла — лёгкая прокачиваемость при различных температурах окружающей среды. Это качество определяется вязкостно-температурными свойствами, определяющими диапазон температур окружающей среды, в котором данное масло обеспечивает пуск двигателя без предварительного подогрева, беспрепятственное прокачивание масла насосом по смазочной системе, надёжное смазывание и охлаждение деталей двигателя при наибольших допустимых нагрузках и температуре окружающей среды. Вязкость масел в интервале температур от −30 до +150 °С изменяется в тысячи раз.

К низкотемпературным характеристикам масел относят *температуру застывания*, при которой масло не течёт под действием силы тяжести. Она должна быть на 5—7 °С ниже той температуры, при которой должна

обеспечиваться прокачиваемость масла. Застывание моторных масел в большинстве случаев обусловлено образованием в нём при охлаждении кристаллов парафинов [2].

На вязкость также оказывает большое влияние и давление: с его увеличением вязкость масла возрастает [3].

С понижением температуры окружающей среды парафиновые углеводороды в масле начинают укрупняться, связываясь друг с другом. При достижении маслом *температуры помутнения* начинается кристаллизация предельных углеводородов, и размер кристаллов парафина составляет от 5 до 7 мкм. Фильтрующие элементы улавливают кристаллы парафина и полностью ими забиваются, что резко снижает прокачиваемость масла в системе даже при работающем двигателе, а холодный пуск нередко делает невозможным [4].

Как известно, одной из наиболее характерных особенностей жидкостей является способность изменять форму под действием внешних сил. Это свойство жидкости объясняется скольжением её молекул относительно друг друга. При этом в разных жидкостях одна и та же сила создаёт разные скорости перемещения слоёв, отстоящих один от другого на одинаковые расстояния. Однако способность молекул к скольжению не бесконечно велика, поэтому И. Ньютон рассматривает вязкость как "недостаток скольжения". Обычно вязкостью или внутренним трением называют свойство жидкости сопротивляться взаимному перемещению её частиц, вызываемому действием приложенной к жидкости силы.

Явление внутреннего трения в жидкости с её вязкостью было связано Ньютоном известной формулой 1 (см. таблицу). Внутреннее трение, характеризуемое величиной η, немецкий учёный М. Якоб в 1928 г. предложил называть динамической вязкостью. Формула вязкости в современной редакции описывается выражением 2.

Течение пластичных жидкостей подчиняется уравнению Шведова—Бенгама (формула 3). Это уравнение после почленного деления на dv/dR можно представить в виде формулы 4.

Псевдопластичные жидкости не обнаруживают начального напряжения сдвига и для жидкостей справедлива зависимость, описываемая формулой 5. Характерным для псевдопластичных жидкостей является то, что n всегда меньше единицы.

Жидкости, обладающие свойством изотермического самопроизвольного увеличения прочности структуры во времени и восстановления структуры после её разрушения, называются парафинистыми нефтями. При технических расчётах, а также при контроле качества нефтей и нефтепродуктов широкое распространение получил коэффициент кинематической вязкости, который представляет собой отношение коэффициента динамической вязкости η к плотности жидкости при той же температуре (формула 6).

Вязкость нефтей и нефтепродуктов зависит от температуры, увеличиваясь с её понижением. Для выражения зависимости вязкости от температуры предложено много различных формул. Наибольшее применение для практических расчётов подучила формула Рейнольдса—Филонова (уравнения 7). Для нахождения коэффициента крутизны вискограммы для данного продукта достаточно знать значения вязкостей при двух температурах T_1 и T_2.

Динамическая и кинематическая вязкости — это вполне определённые физические характеристики, которые, как и все другие величины, выражены в абсолютных единицах и могут быть подставлены в те или другие расчётные формулы. В случаях, когда вязкость применяется не как расчётная величина, а как практическая характеристика нефтепродукта, её принято выражать не в абсолютных, а в относительных, или условных, единицах.

№	Формула	Примечания
1	$\tau = \eta \frac{dv}{dR}$	τ — напряжение внутреннего трения; dv/dR — градиент скорости по радиусу трубы или относительное изменение скорости по направлению, перпендикулярному к направлению течения, т.е. приращением скорости на единицу длины нормали; η — коэффициент (касательное усилие на единицу площади, приложенное к слоям жидкости, отстоящим друг от друга на расстоянии, равном единице длины, при единичной разности скоростей между ними)
2	$\eta = \frac{\pi \mathrm{Pr}^2 \tau}{8VL}$	η — коэффициент внутреннего трения (динамическая вязкость); P — давление, при котором происходило истечение жидкости; τ — время истечения жидкости в объёме V; L — длина капилляра; r — радиус капилляра
3	$\tau = \frac{dv}{dR} + \tau_0$	—
4	$\tau_0 = \tau + \tau_0'$	τ_0 — эффективная или кажущаяся вязкость; τ — истинная вязкость; τ_0' — структурная составляющая эффективная вязкость
5	$\tau = k\left(\frac{dv}{dR}\right)^n$	k и n — постоянные величины для данной жидкости
6	$\nu = \frac{\eta}{\rho}$	—
7	$\nu = \nu^* \mathbf{e}^{-U(T-T_ж)}$ $U = \frac{1}{T_1 - T_2} \ln \frac{v_2}{v_1}$	U — коэффициент крутизны вискограммы, 1/K; ν*, ν — кинематическая вязкость при известной температуре $T_ж$ и при температуре T; e — основание натурального логарифма

Вязкость характеризует свойство данной жидкости оказывать сопротивление при перемещении одной части жидкости относительно другой. Такое сопротивление наблюдается как при движении жидкости относительно какого-либо тела, так и при движении какого-либо тела в жидкости.

Один из способов физического воздействия на моторное масло для обеспечения его прокачивания — ультразвуковое воздействие. Ультразвуковые колебания — это упругие механические колебания с частотой выше порога слышимости человеческого уха (более 20 кГц), распространяющиеся в различных материальных средах и используемые для воздействий на жидкие, твёрдые и газообразные вещества. Механические колебания ультразвуковой частоты получают с помощью специализированных устройств, преобразующих различные виды энергии в энергию упругих механических колебаний (обратный пьезоэлектрический эффект) [5].

Основные характеристики ультразвуковых колебаний — это: частота, интенсивность и колебательная скорость. Различают акустические колебания высокой и низкой интенсивности. Колебания низкой интенсивности используют для получения информации о состоянии объекта при распространении через него ультразвуковых волн. Колебания низкой интенсивности в основном применяются при неразрушающем контроле изделий. Колебания высокой интенсивности связаны с активным воздействием на вещество, через которое они распространяются, и применяются для процессов интенсификации химических реакций, размерной обработки хрупких материалов, осуществления процессов ультразвуковой сварки и т. д.

Механические примеси, содержащиеся в масле, состоят, в основном, из пылевидных частиц, продуктов коррозии металлических поверхностей, с которыми оно контактирует, и др. Кроме того, в результате конденсации водяных паров при резких колебаниях температуры окружающей среды в баках скапливается вода.

При высоких температурах — от 80 °С и выше — из-за низкой термоокислительной стабильности масла образуются продукты старения в виде смол, асфальтенов и др. При отрицательных температурах фильтры забиваются кристаллами льда и парафином.

Если к любой части объёма жидкости приложить силу сдвига, направленную по касательной к поверхности, то жидкость будет перемещаться, и в ней возникает градиент скорости, максимум которой будет находиться в точке приложения силы. Вязкость среды определяется как отношение силы сдвига на единицу площади в любой точке к градиенту скорости. Если трение между слоями мало (низкая вязкость), то определённой силе сдвига соответствует большой градиент скорости. С увеличением вязкости возрастает сила сцепления каждого слоя жидкости и градиент скорости уменьшается [2].

Ультразвуковое воздействие позволяет за счёт эффекта ультразвуковой кавитации разорвать парафиновую решетку, а значит, обеспечить бесперебойную прокачиваемость в целях поддержания работоспособности дизеля в условиях низких температур и дальнейшего запуска двигателя и выполнения возложенной на автомобильную технику задачи.

Литература

1. Ишков А.М. Теория и практика надёжности техники в условиях Севера [Текст] / А.М. Ишков, М. А Кузьминов, Г.Ю. Зудов; отв. ред. В.П. Ларионов. — Якутск: ЯФ ГУ "Изд-во СО РАН", 2004. — 313 с. — 500 экз. — ISBN 5-463-00069-7.
2. Анисимов И.Г. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: — справочник [Текст] / И.Г. Анисимов, К.М. Бадыштова, С.А. Бнатов и др.; под ред. В.М. Школьникова. — 2-е изд. перераб. и доп. — М.: Издательский центр "Техинформ", 1999. — 596 с. — ISBN 5-89551-006-X.
3. Аринин И.В. Техническая эксплуатация автомобилей [Текст] / И.В. Аринин, С.И. Коновалов, Ю.В. Баженов. — Ростов н/Д: Феникс, 2004. — 320 с. — (Серия "Высшее профессиональное образование"). — 5000 экз. — ISBN 5-222-05101-3.
4. Оберемок В. З., Юрковский И.М. Пуск автомобильных двигателей [Текст] — М.: 118 с.
5. Радж Балдев и др. Применения ультразвука. — М.: Техносфера, 2006. — 313 с.

УДК 53.088.24

АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДИК ДЛЯ РАСЧЁТА ФАКТИЧЕСКОЙ ЁМКОСТИ СВИНЦОВО-КИСЛОТНЫХ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Канд. техн. наук **ГУМЕЛЁВ В.Ю., ПОСТНИКОВ А.А.**
Рязанское ВВДКУ

Проведён анализ методик для расчёта фактической ёмкости свинцово-кислотных аккумуляторных батарей при различных температурах. Показано, что использование существующих методик при диагностике батарей приводит к возникновению погрешностей в области температур ниже 0 °С. Предложены возможные пути решения данной проблемы.

Ключевые слова: *аккумуляторная батарея, диагностирование, ёмкость батареи, рассчитанная фактическая ёмкость.*

Gumelev V.Yu., Postnikov A.A.

ANALYSIS OF APPLICATION OF DIFFERENT METHODS TO CALCULATE THE ACTUAL CAPACITY OF LEAD-ACID BATTERIES AT DIFFERENT TEMPERATURES

Analysis of methods for calculation of capacity of lead-acid batteries at different temperatures. It is shown that the use of existing techniques in the diagnosis of the battery leads to quite high error in the region of temperatures below 0 °C. Proposed possible solutions to this problem.

Keywords: *battery, diagnose, battery capacity.*

Основной показатель исправности аккумуляторной батареи — величина её фактической ёмкости. Например, в Вооружённых силах Российской Федерации подлежат списанию стартерные аккумуляторные батареи после падения их фактической ёмкости на половину и ниже от номинальной [1]. Срок службы батарей, при их эксплуатации в климатических зонах, от-

личных от умеренной (базовой климатической зоны согласно [1]), уменьшается. Диагностирование аккумуляторных батарей осуществляется в соответствии с Руководством [2] посредством проведения контрольно-тренировочных циклов в десятичасовом режиме разряда. В свою очередь ГОСТ [3] предписывает проводить испытания на определение фактической ёмкости в двадцатичасовом режиме. В любом случае испытания на определение ёмкости требуют больших временных и энергетических затрат, наличия дорогостоящего оборудования и квалифицированного персонала.

В настоящее время усилия различных специалистов направлены на создание методик оперативного диагностирования (экспресс-диагностирования) [4, 5], которое может проводиться вне стационарных условий. Такие методики строятся на основе математической модели процесса разряда батареи или отдельного аккумулятора и позволяют рассчитать доступную ёмкость по изменению функции отклика на заданный тестовый сигнал. Очевидное преимущество таких методик — это как раз независимость от стационарных условий и минимальное время, необходимое для качественной оценки технического состояния диагностируемых батарей, а кроме того, возможность прогнозировать их состояние.

В большей степени ёмкость аккумуляторных батарей зависит от коэффициента использования активных масс, плотности электролита и температуры. Также в работе [6] авторами показана зависимость ёмкости и от объёма электролита. В рамках данной работы мы ограничимся лишь зависимостью ёмкости от температуры для новых батарей, приняв, что вышеуказанные зависимости определены.

В каждом случае технического диагностирования аккумуляторных батарей полученное значение ёмкости (доступная ёмкость) необходимо привести к температуре +20 или +25 °С для стационарных батарей [7] и к +25 °С для стартерных батарей [3]. Далее под доступной будем понимать ёмкость, которой обладает батарея в текущий момент времени при фактической температуре. Термин "доступная ёмкость" в настоящее время не регламентирован имеющимися Государственными стандартами, но он встречается в технической литературе [4]. Отметим также, что фактическую ёмкость определяют на полностью заряженной батарее при постоянной температуре +25 ± 2 °С. При температуре +25 ± 2 °С будет соблюдаться равенство $C_{факт} = C_{дост}$, в остальных случаях будем оперировать расчётной фактической ёмкостью $C_{факт}^{расч} = kC_{дост}$ (k — коэффициент, учитывающий изменение ёмкости батареи в зависимости от температуры).

Зависимости ёмкостей герметизированных аккумуляторных батарей различного конструктивного исполнения с номинальной ёмкостью десятичасового разряда от 61 до 105 А·ч [8] в диапазоне температур от −20 до +50 °С нелинейны. Разделив значение доступной ёмкости десятичасового разряда, измеренное при фактической температуре, на номинальную ёмкость десятичасового разряда получим данные в удобной для дальнейшей работы форме (табл. 1).

Как видим, при температуре $t = -20$ °С доступная ёмкость батареи, в зависимости от конструкции, составляет 60—70 % от номинальной десятичасового разряда. Предположим, нам известна номинальная ёмкость десятичасового разряда аккумуляторной батареи, тогда зависимость ёмкости от температуры будет описываться некоторой функцией $C = f(t)$.

Как известно, внутреннее сопротивление является основной характеристикой, влияющей на ёмкость батарей и, в большей степени, зависит от температуры электролита. С ростом сопротивления разрядные токи и ёмкость уменьшаются, поэтому методики определения величины ёмкости, изложенные в источниках [2, 3, 6], предписывают в случае отличия конечной температуры батареи от той, что указана в них, рассчитать фактическую ёмкость с учётом температурной поправки.

Например, значение ёмкости стационарных батарей, измеренное при температуре, отличной от плюс 25 °С, необходимо скорректировать, применив формулу 1

Таблица 1

Исполнение батареи	Отношение доступной ёмкости к номинальной $C_{дост}/C_{ном}$ десятичасового разряда аккумуляторных батарей при температурах, °С							
	−20	−10	0	10	20	30	40	50
DT 1265	0,6	0,73	0,82	0,89	0,95	0,99	1,01	1,02
DTM 12100 L	0,69	0,77	0,85	0,92	0,98	1,04	1,08	1,12
HRL 12-100	0,69	0,78	0,86	0,92	0,98	1,03	1,08	1,11
FT 12-90	0,69	0,78	0,86	0,92	0,98	1,03	1,08	1,12
FTS 12-100X	0,7	0,78	0,9	0,96	1,01	1,04	1,06	1,07
DT 12100	0,6	0,73	0,82	0,9	0,95	0,98	1,01	1,02
HRL 12-470 W	0,69	0,78	0,86	0,92	0,98	1,03	1,08	1,12
$\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\frac{C_{дост}}{C_{ном}}$	0,67	0,77	0,86	0,92	0,98	1,02	1,06	1,09

(табл. 2). Справедливость данной формулы ограничена диапазоном температур от плюс 18 °С до плюс 27 °С [6]:

Построим зависимость среднего значения ёмкости десятичасового разряда батарей различных конструкций от температуры (рис. 1). В этих же координатах построим зависимость рассчитанной по формуле 1 фактической ёмкости от температуры (кривая *2*), а затем проведём идеализированную прямую *3*, указывающую на то, что номинальная ёмкость батареи остается на одном и том же уровне вне зависимости от температуры. В идеальных условиях после расчёта фактической ёмкости с учётом температурной поправки (формула 1) должно соблюдаться равенство $C^{факт}_{расч\ 1} = C_{ном}$. Из рис. 1 видно, что равенство $C^{факт}_{расч\ 1} = C_{ном}$ наблюдается при $t = +25$ °С. Если пренебречь погрешностью, то диапазон справедливости расчётов по формуле 1 может быть увеличен.

Несколько видоизмененная формула расчёта фактической ёмкости в случае отличия температуры аккумуляторной батареи в конце разряда от плюс 25 ± 2 (формула 2) представлена в ГОСТ [3]. Какие-либо указания в ГОСТ [3] о справедливости этой формулы в определённом температурном диапазоне отсутствуют. Указано лишь на возможность использования её в случае отличия конечной температуры от $t = 25 \pm 2$ °С. Графики зависимости среднего значения ёмкости батареи, представленных в табл. 1, от температуры, рассчитанной по формуле 2 фактической ёмкости и идеализированной прямой, представлены на рис. 2. Отметим, что в своих работах [9, 10] авторы пользуются формулой 1 для приведения ёмкости стартерных батарей, в таком случае принимают $\alpha = 0{,}01$.

В работе [11] авторы предлагали использовать линейную зависимость ёмкости в диапазоне температур от +10 до +50 °С (формула 3). Графики зависимости среднего значения ёмкости аккумуляторной батареи, представленных в табл. 1, от температуры, рассчитанной по формуле 3, фактической ёмкости и идеализированной прямой представлены на рис. 3.

Проведём оценку абсолютной (формула 4) и относительной (формула 5) погрешностей, возникающих при расчётах фактической ёмкости аккумуляторной батареи. Результаты расчётов погрешностей приведены в табл. 3.

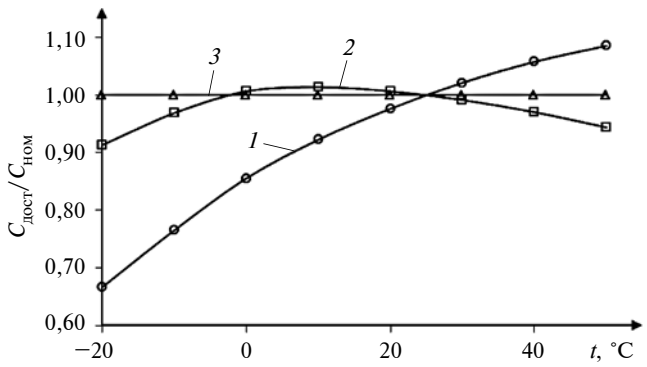


Рис. 1. Графики зависимости среднего значения ёмкости батарей (табл. 1) от температуры (кривая 1), рассчитанной по формуле (1) фактической ёмкости (кривая 2) (α = 0,006) и идеализированной прямой 3

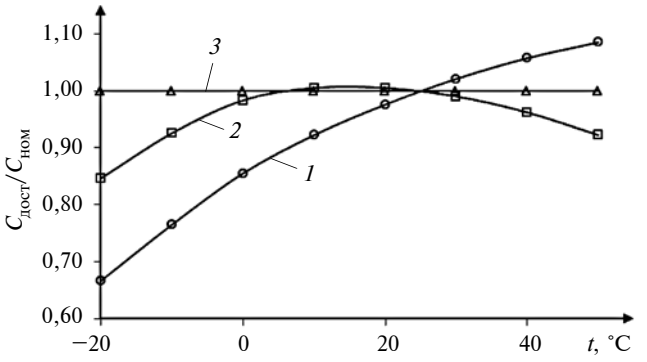


Рис. 2. Графики зависимости среднего значения ёмкостей батарей, представленных в табл. 1 от температуры (кривая 1), рассчитанной по формуле (2) фактической ёмкости (кривая 2) (α = 0,006) и идеализированной прямой 3.

Подводя итог, отметим, что применение рассмотренных формул 1, 2 и 3 для расчёта фактической ёмкости с учётом поправочного температурного коэффициента справедливо лишь в очень узком интервале

Таблица 2

№	Формула	Примечания
1	$C^{расч}_{факт\ 1} = \dfrac{C_{дост}}{1 + \alpha(t_к - 25)}$	$C^{расч}_{факт\ 1}$ — расчётная фактическая ёмкость ($t = +25$ °С); $C_{дост}$ — полученное значение ёмкости установленного режима разряда при температуре АБ в конце разряда, отличной от $t = +25$ °С; α — температурный коэффициент, определяемый эмпирически, зависящий от режима разряда (например, для C_{10} при $U_к = 1{,}8$ В, $\alpha = 0{,}006$); $U_к$ — напряжение АБ в конце разряда; C_{10} — ёмкость батареи 10-часового разряда; $t_к$ — температура электролита АБ в конце разряда
2	$C^{расч}_{факт\ 2} = C_{дост}[1 - \alpha(t_к - 25)]$	$C^{расч}_{факт\ 2}$ — расчётная фактическая ёмкость ($t = +25$ °С) (для C_{20} при $U_к = 1{,}75$ В $\alpha = 0{,}01$)
3	$C^{расч}_{факт\ 3} = C_{дост}[1 + \alpha(t_к - 25)]$	$C^{расч}_{факт\ 3}$ — расчётная фактическая ёмкость ($t = +25$ °С)
4	$\Delta = C^{расч}_{факт} - C_{ном}$	—
5	$\delta = \dfrac{\Delta}{C_{ном}} \cdot 100\ \%$	—

Таблица 3

t, °C	Оценка погрешностей приведённой ёмкости									
	$\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\frac{C_{дост}}{C_{ном}}$	$C_{факт\ 1}^{расч}$	Δ_1, А·ч	δ_1, %	$C_{факт\ 2}^{расч}$	Δ_2, А·ч	δ_2, %	$C_{факт\ 3}^{расч}$	Δ_3, А·ч	δ_3, %
−20	0,67	0,91	−0,09	−8,71	0,85	−0,15	−15,36	0,44	−0,56	−55,84
−10	0,77	0,97	−0,03	−3,16	0,93	−0,07	−7,43	0,58	−0,42	−42,33
0	0,86	1,01	0,01	0,59	0,98	−0,02	−1,67	0,70	−0,30	−29,88
10	0,92	1,01	0,01	1,33	1,01	0,01	0,51	0,81	−0,19	−18,56
20	0,98	1,01	0,01	0,59	1,00	0,00	0,50	0,92	−0,08	−7,85
30	1,02	0,99	−0,01	−0,90	0,99	−0,01	−0,99	1,02	0,02	1,97
40	1,06	0,97	−0,03	−3,01	0,96	−0,04	−3,80	1,10	0,10	10,09
50	1,09	0,94	−0,06	−5,65	0,92	−0,08	−7,78	1,18	0,18	17,88

температур. Увеличение разности температур между конечным значением $t_к$ и установленной государственными стандартами ведёт к увеличению погрешности при расчёте фактической ёмкости. Выбор формулы для приведения ёмкости также влияет на конечный результат. Расчёты фактических ёмкостей по формулам 1, 2 и 3 (α = 0,006) показывают, что наибольшая точность достигается при применении формулы 1. В таком случае при температуре минус 20 °С относительная погрешность измерений составляет около 9 %. Дальнейшее понижение температуры приводит к росту указанной погрешности.

Оценка технического состояния аккумуляторных батарей методами оперативного диагностирования при температурах ниже 0 °С должна применяться с обязательным учётом поправочных температурных коэффициентов по ёмкости, причём использование рассмотренных формул для этих целей нежелательно, а при температурах ниже минус 20 °С — неприемлемо. Также необходимо учитывать тот факт, что в зависимости от износа батареи характер рассмотренных зависимостей будет меняться, что в свою очередь повлияет на погрешности расчётов фактической ёмкости.

В связи с этим возникает острая необходимость поиска путей решения данной проблемы. Наиболее

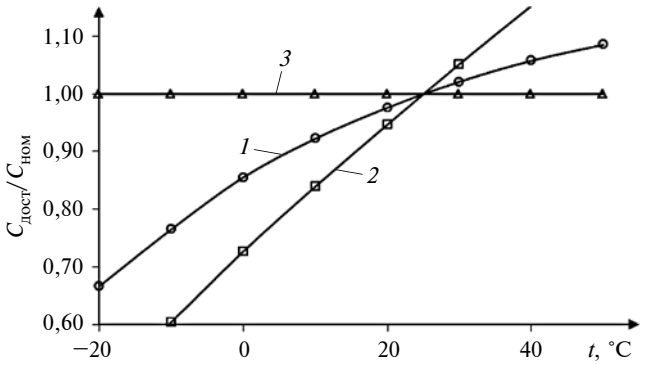


Рис. 3. Графики зависимостей среднего значения ёмкостей батарей, представленных в табл. 1 от температуры (кривая 1), приведённого по формуле (3) значения ёмкости (кривая 2) (α = 0,006) и идеализированной прямой 3

простым решением, по нашему мнению, является разделение температурного диапазона на несколько поддиапазонов, в каждом из которых при расчётах следует использовать свой температурный коэффициент. Таким образом, в ходе дальнейших исследований считаем целесообразным определить диапазоны температур, в которых будут применяться температурные коэффициенты, отличные от заданных государственными стандартами, и их величины.

Литература

1. Министерство обороны РФ. Приказы. О Нормах наработки (сроках службы) до ремонта и списания автомобильной техники, автомобильного имущества в Вооружённых Силах Российской Федерации и их применении: приказ министра обороны РФ от 16 июня 2016 года № 350.
2. Свинцовые стартерные аккумуляторные батареи: руководство [Текст]. — М.: Воениздат, 1983. — 170 с.
3. ГОСТ Р 53165—2008. Батареи аккумуляторные свинцовые стартерные для автотракторной техники. Общие технические условия. — введ. 2008—12—18. — М.: Стандартинформ, 2009. — 33 с.
4. Алёшкин А.А. Метод оперативной диагностики доступной ёмкости свинцовых аккумуляторов (батарей) [Текст] / А.А. Алешкин, Ю.И. Бубнов, В.Х. Протопопов, В.М. Ягнятинский // Электрохимическая энергетика. — 2013. — № 1. — С. 46—53.
5. Таганова А. Современные анализаторы качества и технического состояния аккумуляторов и батарей / А. Таганова, А. Федоров, С. Сарапов // Компоненты и технологии. — 2007. — № 6. — С. 112—115.
6. Кочуров А.А. Теоретические основы решения проблемы увеличения сроков службы аккумуляторных батарей при хранении и повышения эффективности способов их восстановления: монография [Текст] / А.А. Кочуров, В.Ю. Гумелёв, Н.П. Шевченко; под общ. ред. А.А. Кочурова. — Рязань: РВВДКУ. — 2012. — 252 с.
7. ГОСТ Р МЭК 60896—21—2013. Батареи свинцово-кислотные стационарные. Часть 21. Типы с регулирующим клапаном. Методы испытаний. — введ. 2013—11—22. — М.: Стандартинформ, 2014. — 35 с.
8. Официальный сайт производителя аккумуляторных батарей DELTA Battery [Электронный ресурс] URL: http://www.delta-batt.com (Дата обращения: 21.04.2017).
9. Акимов С.В. Электрооборудование автомобилей / С.В. Акимов, Ю.П. Чижков. Учебник для вузов. — М.: "За рулем", 2007. — 336 с. ISBN 978—5—9698—0135—6.
10. Ютт В.Ю. Электрооборудование автомобилей / В.Ю. Ютт. Учебник для вузов. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Горячая линия-Телеком. — 2006. — 440 с. ISBN 5—93517—243—7.
11. Варыпаев В.Н. Химические источники тока: Учеб. Пособие для хим.-технол. Спец. вузов / В.Н. Варыпаев, М.А. Дасоян, В.А. Никольский; Под ред. В.Н. Варыпаева. — М.: Высш. шк. — 1990. — 240 с. ISBN 5—06—001557—2.

УДК 656.08

МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ТЯЖЕСТИ ПОСЛЕДСТВИЙ ДТП

БОЛОТОВ Р.А., канд. техн. наук **ЗАГОРОДНИЙ Н.А.**
Белгородский ГТУ имени В.Г. Шухова (4722. 30-99-01)

Представлены показатели аварийности на дорогах России и Белгородской области. Проанализированы основные причины возникновения аварий на дорогах, а также рассмотрены наиболее частые обстоятельства, в связи с которыми происходят наезды на пешеходов, так как 49 % случаев смертей в результате ДТП приходятся на пешеходов, мотоциклистов и велосипедистов. Изучив наиболее опасные причины возникновения ДТП, предложены методы, при реализации которых возможно уменьшение тяжести последствий ДТП. Сокращение времени прибытия служб скорой помощи на место ДТП является одним из ключевых методов, позволяющих уменьшить смертность в результате произошедшего дорожно-транспортного происшествия.

Ключевые слова: *аварийность ДТП, тяжесть последствий, аварии на дорогах, дорожно-транспортное происшествие, скорая медицинская помощь, правила дорожного движения.*

Bolotov R.A., Zagorodny N.A.

METHODS OF REDUCING SEVERITY OF CONSEQUENCES OF ROAD TRANSPORT ACCIDENTS (RTA)

The article presents the accident rates on the roads of Russia and the Belgorod region (BR). The main causes of road accidents are analyzed, as well as the most frequent circumstances in connection with pedestrian accidents, as 49 % of deaths due to road accidents are attributed to pedestrians, motorcyclists and cyclists. After examining the most dangerous causes of an accident, methods are proposed, in the implementation of which the severity of the consequences of an accident can be reduced. Reducing the time of arrival of ambulance services to the scene of an accident is one of the key methods to reduce the death rate as a result of an accident.

Keywords: *crash accidents, severity of consequences, road accidents, road traffic accidents, emergency medical care, traffic laws.*

По данным Всемирной организации здравоохранения за 2016 г. Россия по уровню дорожной безопасности сравнима с Китаем, Арменией и Таджикистаном. Эксперты ВОЗ констатируют, что во всех странах Восточной Европы отмечается значительно более высокий уровень смертности и травматизма от ДТП, чем в западноевропейских государствах. В целом на страны с низким и средним уровнем дохода приходится 90 % смертельных случаев ДТП, при том что они располагают лишь 54 % мирового парка транспортных средств. Самые низкие уровни смертности на душу населения отмечаются в Европе, особенно в наиболее богатых странах, а самые высокие — в Африке.

В России по данным Госавтоинспекции за период с 2011 по 2016 г. произошло 1 164 943 дорожно-транспортных происшествий, в результате которых погиб 153 241 человек и были ранены 1 473 020. Показатель смертности при ДТП в РФ в 2016 г. составил 13,8 на 100 тыс. человек. В Белгородской области — несколько меньше — 13,7 [1].

На сегодняшний день полностью исключить вероятность возникновения аварийных ситуаций и, как следствие, дорожно-транспортных происшествий, конечно, невозможно, поэтому чрезвычайно актуальна задача снижения тяжести последствий ДТП. Причём касается это как водителей и пассажиров, так и "уязвимых участников дорожного движения" — пешеходов, мотоциклистов и велосипедистов, которые в общемировых потерях составляют 49 %. Снижение тяжести последствий ДТП — одна из задач, реализуемых в Федеральной целевой программе (ФЦП) ГИБДД "Повышение безопасности дорожного движения в 2013—2020 годах", на которую выделено 100 млрд. руб.

В целях выявления методов, которые способны повлиять на снижение тяжести последствий ДТП, рассмотрены основные причины возникновения аварий на дорогах, приводящие к тяжёлым последствиям [2]. Это: превышение скорости, нарушение правил обгона и маневрирования, нарушение правил проезда пешеходных переходов и остановок, очерёдность проезда, нарушение правил проездов ж/д переездов, управление транспортом в нетрезвом состоянии. Также нельзя исключать и нарушение ПДД пешеходами, так как самыми уязвимыми участниками дорожного движения являются именно они.

Далее рассмотрены наиболее частые обстоятельства, в связи с которыми происходят наезды на пешеходов: пешеход пересекает проезжую часть по направлению движения автомобилей справа налево; неожиданное появление людей на дороге, например, в зоне остановки общественного транспорта или же под знак "Дети на дороге"; переход проезжей части пешеходами вне зоны пешеходного перехода; несоблюдение пешеходами сигналов светофора. Детально изучив наиболее опасные причины возникновения дорожно-транспортных происшествий, можно предложить некоторые методы, способствующие снижению тяжести последствий.

Во-первых, это совершенствование **конструкции автомобилей** (повышение их активной и пассивной безопасности).

Системы безопасности автомобилей постоянно совершенствуются крупными автомобильными концернами и активно внедряются в новые модели автомобилей. Совершенствуются как активная, так и пассивная безопасность. Сегодня существует множество автомобилей, в которых системы безопасности развиты на высочайшем уровне, позволяющем сберечь жизни пассажиров и даже пешеходов с случае ДТП. Однако чем больше в автомобиле дополнительных систем, тем он соответственно дороже. Не каждый человек имеет возможность владеть автомобилем такого класса. Дешёвые же автомобили зачастую оснащены системами безопасности очень скудно. В условиях современного уровня смертности на дорогах остро встала необходимость внедрять основные элементы активной и пассивной безопасности во все автомобили. При этом системы безопасности должны стать дешевле и не удорожать значительно автомобиль.

Во-вторых, совершенствование эксплуатационного **состояния улично-дорожной сети**. Не секрет, что рост уровня автомобилизации в Российской Федерации существенно опережает темпы развития улично-дорожной сети. Как результат можно наблюдать заторы, разбитые дороги, отсутствие на них элементов безопасности.

К методам по совершенствованию эксплуатационного состояния улично-дорожной сети относятся:

улучшение освещения дорог (установка светодиодных фонарей для освещения); установка ограждений, позволяющих смягчить удар в результате ДТП; установка светодиодных светофоров; внедрение единых интеллектуальных систем управления дорожным движением. Перечисленные методы сегодня претерпевают изменения в целях повышения уровня безопасности, как пассивной, так и послеаварийной. Однако внедрение повсеместно на дорогах этих элементов остаётся перспективным направлением.

В-третьих, **ужесточение административной ответственности** за нарушение правил дорожного движения. Пользуясь мировым опытом суровых наказаний и огромных штрафов, вызывающих боязнь нарушать ПДД, в России постепенно ведётся усиление ответственности за подобные нарушения.

К методам ужесточения административной ответственности за нарушения ПДД относится увеличение штрафов за нарушения правил дорожного движения, вплоть до исправительных работ и уголовной ответственности. Но это останавливает далеко не всех нарушителей. Люди не привыкли к серьёзным мерам наказания и обычно узнают о них только по предъявлению обвинения. Следовательно, необходима широкая деятельность по пропаганде, в том числе об уровне ответственности, повышающемся год от года.

В-четвёртых, **оперативная помощь пострадавшим** в ДТП и в первую очередь на участках автомобильных дорог, удалённых от населённых пунктов.

Конечно, очень важна первая помощь пострадавшим от участников дорожно-транспортного происшествия и очевидцев, если это возможно. Поэтому обучение населения действиям при ДТП — очень важная мера для снижения смертности на дорогах. Однако для оказания полноценной квалифицированной помощи при тяжёлых травмах необходимо незамедлительно вызывать бригаду "Скорой помощи". Ведь основные причины смерти пострадавших в ДТП — это: травмы, не совместимые с жизнью (20 %); задержка скорой помощи (10 %); бездействие или неправильные действия очевидцев ДТП (70 %). Для того чтобы обеспечить оперативный приезд автомобиля скорой помощи, необходимы различного рода специальные исследования — от проектирования лучшей транспортной доступности автомобилями скорой помощи на любой участок дороги до расчётов вероятности возникновения тяжёлых дорожно-транспортных происшествий.

Таким образом, задача снижения тяжести последствий ДТП может быть эффективно решена лишь при одновременном использовании всех перечисленных методов.

Литература

1. Статистический ежегодник. Белгородская область 2015, Стат. сб. / Белгородстат. — Белгород, 2015. — 564 с.
2. Чванов В.В. Методы оценки и повышение безопасности дорожного движения с учётом условий работы водителя. — М.: ИНФРА-М, 2010, — 416 с.

УДК 656.1

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВЛИЯНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ ВОДИТЕЛЕЙ НА ВРЕМЯ ЗАДЕРЖКИ ВЫПОЛНЕНИЯ ОПЕРАЦИЙ

Канд. техн. наук **ЭНГЛЕЗИ И.П.**
Донецкая академия транспорта (rector@diat.edu.ua)

Рассмотрена методика проведения исследования влияния информационной нагрузки на функциональное состояние водителя и время задержки выполнения им основной функции с помощью компьютерного электроэнцефалографа "Нейроком" и аппаратно-программного комплекса "Кардиосенс".

Ключевые слова: *функциональное состояние водителя, электроэнцефалограмма, электрокардиограмма, психологический тест, видеонаблюдение, транспортное средство, перевозка опасных грузов.*

Englezi I.P.

METHODOLOGY OF LABORATORY INVESTIGATIONS ADDRESSING IMPACT OF THE DRIVERS HEALTH CONDITION UPON THE LENGTH OF THEIR RESPONSE DELAYS

In this paper considered is methodology of performing, with the "Neurocom" computer-based electrical encephalographer and the "Cardiosense" apparatus-and-programme complex device, a survey of information flow influence upon drivers' health condition and upon the length of their driving response delays.

Keywords: *driver's professional health condition, electroencephalogram, electrocardiogram, psychological test, video observation, delivery vehicle, dangerous goods transportation.*

Современный человек постоянно сталкивается с проблемой выбора и обработки поступающей информации. Деятельность в системах "человек—машина—среда" — не исключение. Очень важно, чтобы внимание водителя было сосредоточено именно на тех объектах и явлениях, правильная оценка которых определяет безопасность движения.

Во время движения главный источник информации для водителя — дорожная обстановка (дорога, знаки, движущиеся автомобили, пешеходы), однако существуют множество дополнительных источников (телефон, радио, пассажиры, придорожная реклама), на которые может переключаться внимание водителя, вследствие чего, вероятность возникновения ДТП значительно возрастает. Ведь психофизиологические возможности водителя небезграничны: существуют ограничения по скорости и количеству обрабатываемой информации, а также по общему ресурсу внимания [1].

Разумная рабочая нагрузка водителя рассматривается как один из наиболее важных факторов, влияющих на безопасность дорожного движения [2, 3]. Исследования её ранее проводились с помощью различных методик: субъективное измерение [4], измерение с помощью вторичных задач [5], измерение физиоло-

гических параметров (электроэнцефалография, электрокардиография) [6]. В исследованиях рассматривались вопросы нервно-эмоционального напряжения, измерение которых осуществлялось по показателям, которые объективно регистрируют физиологические изменения (частота пульса и дыхания, кожно-гальваническая реакция, электроэнцефалограмма) [7—10, 2]. В работах [4—6], основой которых являются методы измерения уровня психической нагрузки, накоплен обширный материал по оценке функционального состояния оператора при воздействии различных психических нагрузок как в лабораторных условиях, так и в процессе реальной деятельности.

Учитывая, что основная функция водителя состоит в обеспечении безопасного движения транспортного средства и состоит она из множества различных операций, были проведены экспериментальные исследования с целью выявить закономерные изменения функционального состояния водителей при выполнении операций, исследования реакций на соответствующую зрительную и слуховую информацию, а также влияния функционального состояния водителей на время задержки выполнения операций.

При проведении исследований применялись система измерения биопотенциалов головного мозга путём регистрации и анализа суммарной биоэлектрической активности головного мозга — электроэнцефалограммы (ЭЭГ) [11—13] и система измерения электрических явлений, возникающих в сердечной мышце путём регистрации электрической активности сердца — электрокардиограммы (ЭКГ) [14, 20].

Отбор участников эксперимента проводился с применением современных методов диагностирования профессиональной и психологической подготовки [21—26].

Анализируя методы исследования функционального состояния человека, было установлено, что процессы, протекающие в коре головного мозга, могут быть исследованы путём графической регистрации биопотенциалов головного мозга, т. е. электроэнцефалограммы.

Для исследований был применён современный сертифицированный комплекс "Нейроком" с соответствующим программным обеспечением, который позволяет регистрировать, хранить, обрабатывать, анализировать и интерпретировать электроэнцефалограммы и полученные потенциалы.

Данный электроэнцефалограф позволяет автоматически возобновлять несохранённые ЭЭГ данные при сбоях компьютера; создавать любое число баз данных и ЭЭГ записей (с конкретной датой посещения), с любым количеством проб в исследовании; вводить дополнительные информационные поля; использовать режим полной автоматической обработки электроэнцефалограмм; устанавливать в процессе регистрации ЭЭГ временные маркеры для разных типов событий, которые можно увидеть при последующей расшифровке ЭЭГ и учесть при составлении описания ЭЭГ; формировать автоматическое словесное описание в соответствии с выбранными пользователем шаблонами норм и отчётов. Он обеспечивает высокую степень соответствия заданных значений чувствительности и скорости записи при отражении ЭЭГ на экране монитора (с возможностью подстройки к реальным параметрам используемого монитора); возможность редактирования сформированного программой описания в офисных программах MS Word, MS Excel, IE5.5, дополнение его своими комментариями; печать графической и текстовой информации; экспорт выходных ЭЭГ данных и рассчитанных параметров для обработки в других программных продуктах и для передачи через сеть Internet; быструю и высококачественную печать информации на принтерах любых типов; возможность печати результатов исследования в фоновом режиме, одновременно с регистрацией или анализом ЭЭГ сигналов.

Ключевой момент во время проведения исследований — система крепления отведений, которая должна обеспечивать равномерное покрытие поверхности головы, чтобы иметь возможность регистрировать потенциалы от всех областей коры головного мозга. Наиболее распространена международная система 10/20, которая позволяет измерять сигналы ЭЭГ по двум основным схемам: монополярной и биполярной.

Монополярный способ отведения (рис. 1) реализуется измерением разности потенциалов между двумя точками — активной (от электрода на поверхности скальпа над соответствующей зоной мозга) и точкой, условно принятой за индифферентную, чаще всего — мочкой уха, на которую закрепляется электрод. Реже вместо второй точки используют "суммарный электрод" — обобщённое отведение от всех электродов на скальпе. При биполярном способе (рис. 2) измеряется разность потенциалов между электродами, которые расположены над мозгом.

Установлено, что ЭЭГ даёт возможность качественного и количественного анализа функционального состояния головного мозга и его реакций при действии раздражителей. Запись ЭЭГ широко применяется при изучении деятельности мозга, связанной с реализацией таких функций человека, как восприятие, память, адаптация и др., которые свойственны действиям любого оператора, в том числе и водителя.

Наиболее распространённым способом исследования функционального состояния операторов являют-

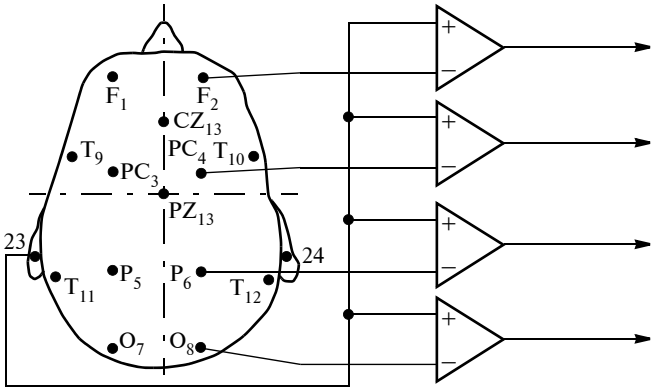


Рис. 1. Монополярная схема отведений ЭЭГ

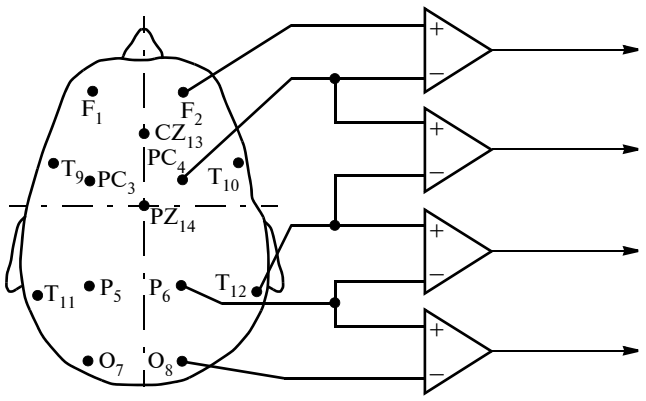


Рис. 2. Биполярная схема отведений ЭЭГ

ся регистрация и анализ электрической активности сердца, т. е. электрокардиограмма (ЭКГ).

Для исследований электрической активности сердца был применён современный сертифицированный аппаратно-программный комплекс "Кардиосенс" с соответствующим программным обеспечением, которое позволяет регистрировать, хранить и обрабатывать ЭКГ. Комплекс минимизирует время, затрачиваемое на анализ результатов мониторинга и формирования отчёта об исследовании; обеспечивает автоматический анализ нарушений ритма, подсчёт статистик, автоматическое описание эпизодов с возможностью ручного редактирования и дополнения описаний; делает анализ QT-интервала; автоматически формирует отчёт об исследовании с включением в отчёт эпизодов, иллюстрирующих различные нарушения, обеспечивает возможность их ручного пополнения, исключения и редактирования.

Также существуют разные системы крепления отведений. В нашем случае целесообразно применять систему трёх отведений с использованием пяти- или семиэлектродного кабеля.

Установлено, что ЭКГ даёт возможность качественного и количественного анализа явлений, которые возникают в сердечной мышце, и реакций на действия раздражителей. Запись Холтеровского мониторинга ЭКГ широко применяется при изучении деятельности сердца, связанной с реализацией таких функций, как восприятие, память, адаптация и др., которые свойственны действиям любого оператора, в том числе и водителя.

В соответствии с требованиями Европейского соглашения о международной дорожной перевозке опасных грузов 2006 г. (документ ECE/TRANS/185 (Vol. I)) к таким перевозкам могут быть допущены водители с опытом работы не менее трёх лет, прошедшие специальную подготовку и все этапы сертификации. Система подготовки таких водителей требует прохождения специального обучения по базовому курсу и, при необходимости, по специализированным курсам: перевозка опасных грузов в цистернах; перевозка взрывчатых веществ и изделий; перевозка радиоактивных материалов. Исходя из этого, отбор водителей-участников эксперимента, проходил следующим образом [21—26].

Всех участников разделили на две группы: в первую — водители с опытом работы от 3 до 10 лет, во вторую — водители, которые имеют опыт работы на транспортных средствах, перевозящих опасные грузы, и, соответственно, прошли все этапы сертификации. Это позволило в последующем выявить влияние различных факторов на результаты деятельности водителей при разных уровнях подготовки. Затем для определения профессиональной пригодности все водители были протестированы по разным психофизиологическим методикам, реализующимся на персональном компьютере. В результате тестирования из общего количества исследуемых для дальнейших экспериментов осталось 28 водителей первой группы и 18 водителей второй группы. Далее проводилось пробное тестирование с видеорегистрацией при зрительном и слуховом воздействиях с применением аппаратно-программных комплексов "Нейроком" и "Кардиосенс". Цель пробного тестирования — определить пригодность водителей к данным исследованиям. Были обеспечены удобные условия проведения эксперимента: освещение в пределах восприятия, как зрительной, так и слуховой информации; кресла для исследований подбирались по росту, весу под естественным уклоном исследуемого; система закрепления электродов для измерения была максимально удобна. Исследуемому необходимо было наблюдать за экраном монитора и слушать информацию.

Для зрительных исследований была подобрана серия видеороликов, показывающих различные условия движения на дорогах, возможные опасные ситуации: внезапный выход пешеходов, проезд транспортных средств на запрещённый сигнал светофора, езда с неработающими сигналами в тёмное время суток, а также возникновения и последствия ДТП. Для слуховых исследований была подобрана серия аудиозаписей, сопровождающих движение транспортного средства: запись радиоэфира, человеческие голоса, звуки разгона или торможения автомобилей, звуки, сопровождающие ДТП. Такой спектр аудио- и видеоинформации позволил выявить среди участников отбора отклонения, связанные с появлением следующих артефактов: резкое перемещение головы и туловища (мышечные артефакты); резкие мигания глазами (окулографические артефакты); сбои в работе сердца (кардиоартефакты); увеличенное потовыделение, резкое изменение давления и дыхания (кожно-гальванические пульсации и спириоартефакты); поступление различных голосовых сигналов (глоссокинетические артефакты). По результатам данного тестирования было выявлено пять человек из I группы и два человека — из II группы, непригодных для дальнейших исследований.

Затем проводился психологический тест "Корректурная проба" с обязательным фиксированием ЭЭГ, ЭКГ и видеонаблюдением (рис. 3). Исследуемым необходимо было выполнить поставленные задания, придерживаясь спокойного состояния с максимальной производительностью. Таким образом, определялась выносливость при прохождении данного теста. В результате у троих исследуемых первой группы была выявлена низкая производительность, а у одного иссле-

АКСНВЕРАМПАОБАСЗЕАЮРАЦКАЧПШАЫТ
ОВРКАНВСАЕРНТРОНКСЧОДВИОЦФОТЗС
КАНЕОСВРАЕТГЧКЛИАЫЗКТРКЯБДКПШУ
ВРЕСОАКВМТАВНШЛЧВИЦФВДБОТВЕСМВ
НСАКРВОЧТНУЫПЛБНПМНКОУЧЛЮНРВНЩ
РВОЕСНАРЧКРЛБКУВСРФЧЗХРЕЛЮРРКИ
ЕНРАЕРСКВЧБЩДРАЕПТМИСЕМВШЕЛДТЕ
ОСКВНЕРАОСВЧБШЛОИМАУЧОИПООНАЫБ
ВКАОСНЕРКВИВМТОБЩВЧЫЦНЕПВИТБЕЗ
СЕНАОВКСЕАВМЛДЖСКНПМЧСИГТШПБСК
КОСНАКСАЕВИЛКЫЧБЩЖОЛКПМСЧГШКАР
ОВКРЕНРЕСОЛТИНОПСОЫОДЮИОЗСЧЯИЕ
АСКРАСКОВРАКВСИНЕАТБОАЦВКНАИОТ
НАОСКОЕВОЛЦКЕНШЗДРНСВЫКИСНБЮНВ
ВНЕОСЕКРАВТЦКЕВЛШПТВСБДВНЗЭВИС
СЕВНРКСТБЕРЗШДСЧИСЕАПРУСЫПСМТН
ЕРМПАВЕГЛИПСЧТЕВАРБМУЦЕВАМЕИНЕ

Рис. 3. Бланк методики "Корректурная проба" (буквенный вариант)

дуемого второй группы — неспособность прохождения данного теста из-за низкой выносливости.

Таким образом, окончательное число водителей, которые показали профессиональную пригодность и могли принимать участие в дальнейших исследованиях, составило 20 человек из первой группы и 15 человек из второй. Репрезентативность исследований достигалась путём проведения повторных исследований.

Лабораторные исследования в целях выявления закономерностей влияния функционального состояния водителей на время задержки выполнения операций осуществлялись следующим образом. Перед исследуемым ставилась задача сосредоточенно выполнять тест "Корректурная проба", который был для него основной функцией и главным источником информации. Параллельно с этим исследуемый получал несвязанную с основной функцией информацию из другого источника. Дополнительное задание состояло в том, чтобы правильно отвечать на поставленные ему вопросы, которые содержали устный математический расчёт из двух действий. Во время эксперимента проводилось видеонаблюдение за работой исследуемого, а также осуществлялась регистрация электроэнцефалограммы и кардиограммы.

Регистрация ЭЭГ каждой пробы включала: регистрацию биопотенциалов головного мозга исследуемого, который находился в спокойном состоянии с открытыми глазами до начала выполнения поставленных перед ним заданий; регистрацию биопотенциалов головного мозга исследуемого, который находился в активном состоянии при выполнении поставленных перед ним заданий; регистрацию биопотенциалов головного мозга исследуемого, который находился в спокойном состоянии с открытыми глазами после выполнения поставленных ему заданий.

Для анализа ЭЭГ в каждой пробе выбирались участки, соответствующие времени задержки выполнения исследуемым основного задания, которое определялось с помощью видеозаписи каждой пробы: когда исследуемый приостановил выполнение основного задания (прохождение теста "Корректурная проба"), отвлекаясь на поставленные ему вопросы. Были проанализированы участки ЭЭГ продолжительностью до 3 с, свободные от артефактов. Для анализа выбиралось активное отведение с наиболее выраженным сигналом.

В соответствии с программным обеспечением комплекса "Нейроком" было выполнено исследование ЭЭГ, которое состоит из колебаний разной частоты и амплитуды. По устойчивости колебаний той или иной частоты в ЭЭГ было выделено четыре основных частотных диапазона: бета-, гамма-, дельта- и тэта-ритмы. Известно, что за возбуждающие процессы в коре головного мозга отвечают бета- и гамма-ритмы ЭЭГ, а за тормозящие — дельта- и тэта-ритмы. Это позволяет утверждать, что появление сигнала с частотой в диапазоне 13...40 Гц и более приводит к возбуждению головного мозга и реагированию на соответствующие раздражители. Зато появление сигналов с частотой менее 8 Гц вызывает торможение процессов восприятия информации и приводит к увеличению времени реакции на соответствующие раздражители. В дальнейшем будут исследованы характеристики каждого из ритмов и проведён анализ их влияния на время задержки выполнения операций водителями.

Дополнительно исследовались показатели ЭКГ [14—20]. Комплексная оценка вариабельности сердечного ритма, которая осуществляется по показателю активности регуляторных систем с помощью специального алгоритма, учитывающего различные статистические показатели, показатели гистограмм и данные анализа кардиоинтервалов, позволяет оценить эффективность взаимодействия сердечно-сосудистой системы с другими системами организма и его адаптационные возможности, а именно — оценить уровень усталости. Данные исследования позволяют установить зависимость показателей ЭКГ от уровня усталости и времени задержки выполнения операций водителями.

Литература

1. Человеческий фактор. В 6 т. Т. 1. Эргономика — комплексная научно-техническая дисциплина: Пер. с англ. Ж. Кристенсен, Д. Мейстер, П. Фоули и др. — М.: Мир, 1991 — 599 с.
2. Систематологія на транспорті: Підручник: У 5 кн. / за заг. ред. М.Ф. Дмитриченка. — К.: Знання України, 2008 — Кн. V: Ергономіка/ Е.В. Гаврилов, М.Ф. Дмитриченко, В.К. Доля та ін. — 256 с.
3. Verwey W.B. How can we prevent overload of the driver? // Driving future vehicles, eds. A.M. Parkes & S. Franzen. London: Taylor & Francis. 1993. P. 235—244.
4. Pauzie A., Pachiaudi G. Subjective evaluation of the mental workload in the driving context // Traffic & Transport Psychology: Theory and Application, eds. T. Rothengatter & E. Carbonell Vaya. Pergamon, 1997. P. 173—182.
5. De Waard D. The measurement of drivers' mental workload // Ph.D. Thesis. University of Groningen, Traffic Research Centre. Haren. The Netherlands. 1996.
6. Piechulla W., Mayser C., Gehrke H., & Konig W. Reducing drivers' mental workload by means of an adaptive man—machine interface // Transportation Research, Part F. Vol. 6.4. 2003. P. 233—248.
7. Бабков В.Ф. Дорожные условия и безопасность движения// Учебник для вузов. — М.: Транспорт, 1993 — 271 с.
8. Бегма И.В., Гаврилов Э.В., Калужский Я.А. Учёт психофизиологии водителей при проектировании автомобильных дорог // М.: Транспорт, 1976. — 88 с.
9. Лобанов Е.М. Проектирование дорог и организация движения с учётом психофизиологии водителя // М.: Транспорт, 1980. — 311 с.

10. Симонов П.В. Избранные труды в 2 т. Т. 1. Мозг: эмоции, потребности, поведение // М.: Наука, 2004. — 440 с.
11. Дабровски А. Суточное мониторирование ЭКГ / А. Дабровски, Б. Дабровски, Р. Пиотрович — М.: Медпрактика, 2000. — 208 с.
12. Annila P., Yli-Hankala A., Lindgren L. Effect of atropine on the QT interval and T-wave amplitude in healthy volunteers. Br. J. Anaesth. 1993 Nov; 71(5): 736—7.
13. Bierregard P. Mean 24-hour heart rate and pauses in healthy subjects 40—79 of agesc // Eur. Heart J.V. 4. P. 44.
14. Баевский Р.М. Автоматический анализ сердечного ритма как метод оперативной оценки состояния организма при различных воздействиях. В кн.: Теория и практика автоматизации электрокардиографических исследований / Р.М. Баевский. — Пущино, 1976. — С. 129—130.
15. Баевский Р.М. Прогнозирование состояния на грани нормы и патологии / Р.М. Баевский. — М.: Медицина, 1978. — 298 с.
16. Баевский Р.М. Вариабельность сердечного ритма: теоретические аспекты и возможности клинического применения / Баевский Р.М., Г.Г. Иванов. — Москва, 2000, http://www.ecg.ru/books/book03/index.html
17. Баевский Р.М. Математический анализ изменений сердечного ритма при стрессе / Р.М. Баевский, О.И. Кириллов, С.З. Клецкин. — М.: Наука, 1984. — 225 с.
18. Баевский Р.М. Холтеровское мониторирование в космической медицине: анализ вариабельности сердечного ритма // Вестник аритмологии. Р.М. Баевский, Г.А. Никулина, 2000. — С. 6—16.
19. Баевский Р.М. Математический анализ сердечного ритма в оценке особенностей адаптации организма к условиям космического полета // Вестник АМН СССР, Р.М. Баевский, Г.А. Никулина, И.Г. Тазетдинов, № 4, 1984. — С. 62—69.
20. Баевский Р.М. Оценка адаптационных возможностей организма и риск развития заболеваний / Р.М. Баевский, А.П. Берсенева. — М.: Медицина, 1997. — 265 с.
21. Гапонова С.А. Комплексная оценка психофизиологической профессиональной пригодности водителей автомобилей, дисс. ... канд. педаг. наук. Горький 1983. 166 с.
22. Данилова Н.Н. Психофизиологическая диагностика функциональных состояний: Учеб. пособие. М.: Изд-во МГУ, 1992. — 192 с.
23. Данилова Н.Н. Функциональные состояния: механизмы и диагностика. М.: Изд-во МГУ, 1985. — 287 с.
24. Зараковский Г.М. Психофизиологический анализ трудовой деятельности. М.: Наука, 1966. — 114 с.
25. Игнатов Н.А. Приборы и методики психофизиологического обследования водителей / Н.А. Игнатов и др. — М.: Транспорт, 1978. 88 с.
26. Равич-Щербо И.В., Марютина Т.М., Григоренко Е.Л. Психогенетика // Учебник для вузов. — М.: Аспект-Пресс, 2004 — 447 с.

ИНФОРМАЦИЯ

"КОМТРАНС-2017"

14-я Международная выставка коммерческого автотранспорта прошла в московском МВЦ "Крокус Экспо" с участием 217 компаний из 17 стран мира. Экспозиция расположилась на площади 41 897 м^2 (на 5 % больше по сравнению с предыдущей выставкой двухлетней давности). Её посетили 20 539 специалистов отрасли (+27 %), а также журналисты более 300 российских и 16 зарубежных изданий. В рамках выставки состоялось 18 пресс-конференций, Первый Московский Саммит по коммерческому транспорту, 17-я церемония награждения победителей конкурса "Лучший коммерческий автомобиль года в России". Организаторами выставки традиционно выступили: компания "ITEMF экспо" и некоммерческое партнёрство "Объединение Автопроизводителей России" при поддержке Министерства промышленности и торговли РФ, Министерства транспорта РФ и Ассоциации Европейского Бизнеса. (Выставка включена в официальный календарь автомобильных выставок OICA, проводится один раз в два года по нечётным годам.)

Выставка начала свою работу 4 сентября с Пресс/VIP дня, в рамках которого крупнейшие автопроизводители, такие как "Группа ГАЗ", КамАЗ, МАЗ, УАЗ, "Даймлер КамАЗ-РУС / Фузо", "Мерседес-Бенц-РУС", "Форд", "Хёндэ Трак энд бас РУС", "Фольксваген", "Исудзу РУС", "МАН Трак энд бас РУС", "Вольво тракс", "Рено Тракс", "Скания РУС", "ДАФ Тракс РУС", "Ивеко Руссия", ФАВ, "Шмитц Каргобулл", "Кёгель Трейлер РУС", представили новейшие разработки коммерческого транспорта, а также комплексные решения эксплуатации, контроля и обслуживания техники уже до официального открытия — в день прессы.

Весьма масштабное участие принял в нынешнем "Комтрансе" КамАЗ. Главной премьерой на его стендах, несомненно, стал седельный тягач КамАЗ-54901 с принципиально новой кабиной "К5". Также были представлены новейшие грузовые автомобили перспективного семейства "НЭО" и в том числе газодизельная модификация, КамАЗ-54909 с подключаемым передним гидроприводом колёс, гибридный автомобиль КамАЗ-65208 с мусоровозной надстройкой и др. Были продемонстрированы: электробус КамАЗ второго поколения с новым интерьером и экстерьером, станция для его ультрабыстрой зарядки, беспилотная техника, автобусы, самосвалы, широкий ассортимент спецтехники. Посетители выставки смогли увидеть и совершенно новый камазовский двигатель — рядный шестицилиндровый.

"Группа ГАЗ" показала на выставке сразу десять своих премьер, что за всю историю выставки безусловный рекорд. А в общей сложности компания продемонстрировала 24 образца автомобильной техники. Впервые были показаны "тяжёлые" версии автомобилей "ГАЗель Нэкст 4,6" и "ГАЗон Нэкст 10" увеличенной грузоподъёмности. В сегменте боль-

шегрузных автомобилей главным сюрпризом стал дорожный автомобиль "Урал" колёсной формулы 6×4, предназначенный для использования в коммунальных службах, в строительстве, а также на дорогах общего пользования. Был представлен и праворульный "Урал Нэкст", созданный для поставок в страны с левосторонним движением.

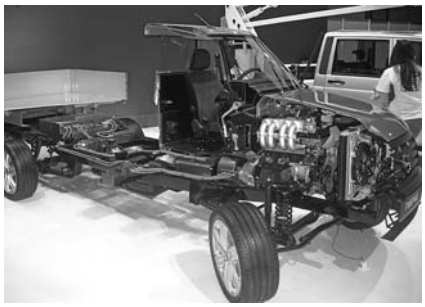
Центральными экспонатами стенда Группы стали внедорожные автомобили: вездеход-амфибия "Соболь", экспедиционный автомобиль и пикап "Вепрь Нэкст". Оценили гости выставки и перспективные модели электробусов "Группы ГАЗ". Основные же новинки автобусной линейки "Группы ГАЗ" — это туристический "Круиз" с автоматическими системами помощи водителю, специально разработанный к Чемпионату мира по футболу-2018; автобус "Вектор Нэкст" в модификации "Доступная среда"; бюджетная полунизкопольная версия нового автобуса среднего класса "Курсор".

"АвтоВАЗ" принял участие в международной выставке "Комтранс" впервые. На стенде компании были представлены наиболее востребованные коммерческие автомобили: фургон "Лада Ларгус", а также пикапы "Лада 4×4" и "Лада Гранта", адаптированные для решения различных производственных задач. Новинкой стала перспективная газовая модификация "Лада Веста CNG", вышедшая на российский рынок в июле 2017 г. Этот по сути двухтопливный автомобиль можно заправлять как природным газом метаном, так и традиционным бензином.

Газовую модификацию привёз на выставку и "Волгабас" — десятиметровый полунизкопольный "Сити-Ритм-10 CNG" (мод. 5270GH) с китайским двигателем уровня "Евро-5".

Неожиданно "выступил" на "Комтрансе-2017" Ульяновский автозавод: на фоне различных модификаций традиционных для УАЗа полноприводных моделей и экзотического гибридного "концепта" был представлен заднеприводный грузовой автомобиль "УАЗ Профи" (мод. 236021). Предполагается, что он должен стать альтернативой ГАЗели в сельской местности, выигрывая у конкурента за счёт простоты конструкции, ремонтопригодности и авторитета "внедорожной марки". Впрочем, полноприводные модификации в семействе "Профи" тоже предусмотрены, например УАЗ-236022 с двухрядной кабиной.

"Скания РУС" представила принципиально новое поколение техники — "Скания Нэкст Дженерейшн". На стенде разместились семь единиц техники, среди которых три седельных тягача — S730 A4X2NA, R500 A4X2NA, G410 A6×2/4NB с тремя типами кабин: базовая G, кабина повышенной комфортности R и флагманская S с ровным полом. Новые кабины имеют улучшенные аэродинамические показатели, что способствует снижению расхода топлива и уровня аэродинамических шумов. Помимо нового поколе-



ния на стенде фирмы представлены и экспонаты текущего модельного ряда: седельный тягач G480 CA6X6 EHZ, комбинированная дорожная машина P400 CB6×4HHZ с распределителем противогололёдных материалов, туристический автобус "Скания Туринг" 4×2, а также тягач G340 LA4x2 HNA с двигателем, работающим на сжатом природном газе.

На стенде "МАН Трак энд бас РУС" российские посетители первыми в мире увидели премьеру нового туристического автобуса "МАН Лайонс Коч", отличающегося высокой экономичностью, светодиодным исполнением фар и фонарей, улучшенными аэродинамическими характеристиками и новым дизайном. Также на стенде были представлены: уникальный грузовик на шасси МАН TGS, разработанный специально для дистрибьюторского сегмента, двухосный седельный тягач МАН TGS 19.440 4×2 BLS-WW с кабиной L, который был представлен в специальной комплектации для перевозки опасных грузов, а также эксклюзивный МАН TGX 18.640 4×2 LLS в комплектации "ПерфомансЛайн Эдишн".

На стенде компании "Исудзу РУС" разместились как топовые модели техники, так и новинка для российского рынка — модифицированное шасси "Исудзу NPR82/CNG" с газовым двигателем. Посетители стенда увидели также тягач на шасси "Исудзу GIGA", пикап "Исудзу Д-Макс" в комплектации "Арктик Трак", предназначенный для суровых климатических условий эксплуатации, "Исудзу Форвард 18.0 лонг" с фургоном-рефрижератором и гидробортом, полноприводный автомобиль на шасси "Исудзу NMS85".

На стенде "Вольво Тракс" посетители увидели: седельный тягач "Вольво FH Викинг", "Вольво FH "Оушн Рейс", 500-сильный седельный тягач "Вольво FH 6×2", строительные самосвалы "Вольво FMX 8×4 Трайдем" и "Вольво FMX 6×6", "Вольво FM 6×4".

На стенде компании FORD был представлен первый в России "подключенный" "Форд Транзит" с телеметрическим сервисом "Форд-Телематикс" собственной разработки. Впервые лидер российского сегмента лёгких коммерческих транспортных средств будет предлагаться в виде комплексного бизнес-решения, позволяющего в режиме *on-line* анализировать эффективность использования транспорта. Коммерческие автомобили "Форд" на выставке были представлены пятью версиями "Транзита", а также микроавтобусом "Турнео Кастом". Посетители увидели грузовой фургон, грузопассажирский вариант фургона с двухрядной кабиной, туристический автобус повышенной комфортности на 17 мест, а также автомобиль скорой помощи и изотермический фургон-рефрижератор на базе "Транзита". Полноразмерные грузовые автомобили "Форд" представлены новой модельной линейкой: седельный тягач 1848T,

самосвал 3542D и абсолютно новый седельный тягач 6X4 3542T.

На стенде "Фольксваген — Коммерческие автомобили" состоялась официальная премьера нового "Крафтера". Автомобили семейства оснащаются двухлитровыми дизелями семейства EA211 с шестиступенчатой ручной коробкой передач и опциональной системой полного привода "*4Motion*". Также на стенде площадью более 1200 м2 "Фольксваген" представил 10 специальных автомобилей: "Кедди Амбуланс", "Кедди Рефрежератор", автомобиль мобильного сервиса на базе "Крафтера 35" (для доставки персонала и оборудования для обслуживания техники в полевых условиях), а также всю линейку T6.

Компания "Даймлер КамАЗ РУС" представила новинки коммерческой техники под брендами "Мерседес-Бенц" и "Мицубиси-Фузо". На мероприятии прошла премьера нового модельного ряда грузовых "Мерседесов" с двигателями "Евро-5", в том числе многофункционального автомобиля "Унимог", способного заменить целый парк специальной техники. Яркий представитель нового поколения — экономичный и комфортный седельный тягач для международных перевозок "Акстос 1848LS". Кроме того, в рамках выставки были презентованы седельный тягач "Актрос 1840LS", самосвалы "Арокс 4142K" полной массой 41 т (7,5/7,5/13/13) и "Арокс 3345K" полной массой 33 т (9/13/13), "Атего 1218L" с изотермическим фургоном и грузоподъёмным бортом полной массой 11,99 т и самосвал "Актрос 4144AK". Посетители стенда "Мицубиси Фузо"увидели два поколения грузовиков "Кантер" современное с дизелями "Евро-5" и перспективное — электрическое.

Последний день работы выставки был объявлен "Днём семьи", во время которого посетители — специалисты автотранспортной отрасли — смогли не только сами посетить экспозицию, но и познакомить с выставкой своих детей или внуков. Производители подготовили развлекательные мероприятия и конкурсы для малышей. Также юные водители и конструкторы смогли посидеть за рулём настоящих фур и автобусов. В то время пока родители решали деловые вопросы (посещаемость субботы профильными посетителями увеличилась на 39 % по сравнению с 2015 годом), малыши наслаждались праздником.

Главное событие деловой программы выставки "Комтранс 2017" Первый Московский Саммит по Коммерческому Транспорту, участники которого обсудили актуальные вопросы о "*Будущем коммерческих автомобилей в России*". Организаторами саммита выступили компания "ITEMF Экспо" и Ассоциация европейского бизнеса.

Первый день мероприятия, посвящённый грузовому транспорту, открыл приветственным словом председатель совета ОАР и Генеральный директор ПАО "КамАЗ" — Сергей Когогин, который отметил, что коммерческий транспорт занимает в нашей жизни стратегически важное место, при этом ключевое значение приобретают вопросы технологии и комфорта перевозок. Второй день Саммита был посвящён пассажирскому и лёгкому коммерческому транспорту до 16 т. Участниками первого Московского Саммита по Коммерческому Транспорту стали более 190 специалистов. Партнерами саммита выступили компании "Шелл Нефть", "Газпром газомоторное топливо", "Деловые Линии", "Группа Т-1".

Традиционно в рамках выставки состоялась церемония награждения победителей конкурса "Лучший коммерческий автомобиль года в России". Авторитетные журналисты автомобильных СМИ уже в семнадцатый раз выбрали победителей среди отечественных и иностранных производителей грузовиков, автобусов, фургонов, а на сей раз перечень номинаций дополнился ещё двумя: Прицеп года и Персона года. Итоги конкурса таковы: "Грузовик года" — "Скания Некст Дженерейшн", "Фургон/малотоннажник года" — "Фольксваген Крафтер", "Автобус года" — "Сетра 500 Комфорт-класс", "Перспектива года" — МАЗ-5440М9, "Прицеп/полуприцеп года" — "Шмитц S.KO. Кул", "Персона года" — технический директор ООО МЗ "ТОНАР" Юрий Вайнштейн, "Легенда автопрома" — "ГАЗель Нэкст" (на базе ЦМК); специальный приз за успехи в освоении российского рынка присуждён ПАО "Автодизель" (ЯМЗ).

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Дубовик Е.А. — Специфика применения аутсорсинга в управлении персоналом автосервиса 1

АСМ-факты 2

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Бортников Л.Н., Ложкин М.Н., Павлов Д.А., Семёнов А.В. — Влияние добавочного водорода на коэффициент молекулярного изменения при сгорании топлива в поршневых ДВС 3

Мамити Г.И., Кочиев З.Т., Сланов С.А. — Функциональный расчёт барабанного тормоза колёсной машины 7

Топалиди В.А. — Проблемы внедрения модульных большегрузных автопоездов 12

Дьяков И.Ф. — Обеспечение устойчивости движения автопоезда 15

Железнов Е.И., Железнов Р.Е. — О выборе параметров сцепного устройства автопоезда 17

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Павлишин С.Г., Добуш Я.В., Брюзгин Ф.А. — Характерные отказы ЭСУД дизельных АТС 20

Малкин В.С. — Способ автоматического диагностирования тормозов автомобиля с АБС 23

Жегалов И.Н. — Теоретическое исследование сохранения вязкости моторного масла в условиях низких температур 25

Гумелев В.Ю., Постников А.А. — Анализ применения различных методик для расчёта фактической ёмкости свинцово-кислотных аккумуляторных батарей при различных температурах 27

Болотов Р.А., Загородний Н.А. — Методы снижения тяжести последствий ДТП 31

Энглези И.П. — Методика проведения лабораторных исследований влияния функционального состояния водителей на время задержки выполнения операций 32

ИНФОРМАЦИЯ

"Комтранс-2017" 36

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский редакционный совет:

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

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 11.10.2017. Подписано в печать 09.11.2017.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

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

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПИ № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней, в базу данных *"CHEMICAL ABSTRACTS"*.

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