Грузовик с приложением

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"

Главный редактор
С. Н. Педенко

Редакционный совет:

Д. Х. Валеев
В. А. Волчков
М. С. Высоцкий
Ю. М. Захарик
В. А. Зорин
А. М. Иванов
Н. А. Иващенко
Л. Г. Красневский
В. В. Корсаков
А. С. Кузнецов
В. Г. Мазепа
В. А. Марков
В. Ф. Платонов
Г. Н. Рейзина
А. Н. Ременцов
Е. Л. Рыбин
Г. А. Синеговский
А. Ф. Синельников
В. С. Устименко
Х. А. Фасхиев
Н. Д. Чайнов

Корпункты:
в Республике Беларусь
(г. Минск), Я. Е. Карповский
Тел.: (10-375-17) 214-33-71, 217-90-38
в Украине (г. Харьков),
В. Г. Дьяченко
Тел.: (10-380-572) 707-68-48

Адрес редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел.: (499) 269-49-97
E-mail: grouzovik@mashin.ru
http://www.mashin.ru

Адрес издательства:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел.: (499) 268-38-58

Журнал зарегистрирован
в Роскомнадзоре. Регистрационный номер
ПИ № ФС77-42764
от 26 ноября 2010 г.

Подписной индекс:
по каталогу "Роспечать" 37349,
по объединенному каталогу
"Пресса России" 39799,
по каталогу "Почта России" 25782

© ООО "Издательство Машиностроение",
"Грузовик", 2012

Перепечатка материалов из журнала "Грузовик" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал "Грузовик" обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

В НОМЕРЕ

Конструкция

2 *Румянцев В. В., Магзумьянов А. Р.* Характеристики турбины малоразмерного турбокомпрессора с переменной закруткой газа в рабочем колесе

6 *Мишин П. П.* Модификация транспортного средства для перевозки длинномерных грузов большой массы

Эксплуатация. Ремонт

11 *Подчинок В. М., Латахина Е. В., Николаенко В. А.* Проблемы электростартерной системы пуска автомобильных двигателей при низких температурах

16 *Лянденбурский В. В., Федосков А. В., Мнекин П. А.* Динамичная система технического обслуживания автомобилей

20 *Зенченко В. А., Ременцов А. Н., Павлов А. В., Сотсков А. В.* К вопросу моделирования характеристик транспортных потоков и оценки сложности дорожного движения

Безопасность

26 *Бабурченков М. Ф.* Эффективная длина стенки обечайки автоцистерны

Экология

33 *Марков В. А., Тарантин С. А., Девянин С. Н.* Использование водотопливных эмульсий в качестве топлива для дизелей

43 *Патрахальцев Н. Н., Марков В. А., Мельник И. С., Корнев Б. А.* Синтетическое дизельное топливо из природного газа — необходимость использования и ближайшая перспектива

48 *Abstracts of articlers*

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

'2012

УДК 621.43.052

В. В. Румянцев, канд. техн. наук, **А. Р. Магзумьянов**, асп.,
Камская государственная инженерно-экономическая академия, г. Набережные Челны
E-mail: rvv3902@rambler.ru

ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИНЫ МАЛОРАЗМЕРНОГО ТУРБОКОМПРЕССОРА С ПЕРЕМЕННОЙ ЗАКРУТКОЙ ГАЗА В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ

Изложены результаты экспериментальных исследований радиально-осевой турбины малоразмерного турбокомпрессора с переменной закруткой потока газа на входе в рабочее колесо и с перепуском газа в обход турбины. Результаты представлены в виде характеристик радиально-осевой турбины. Показано, что эффективность турбины с переменной закруткой потока газа на входе в рабочее колесо выше, чем с перепуском газа в обход турбины.

Ключевые слова: *турбокомпрессор, экспериментальные исследования, регулирование турбонаддува, турбина с переменной закруткой потока газа на входе в рабочее колесо, перепуск газа в обход турбины.*

В настоящее время повышение литровой мощности двигателей внутреннего сгорания осуществляется применением наддува [1, 2]. В качестве агрегатов наддува в комбинированных двигателях внутреннего сгорания (КДВС) используются турбокомпрессоры типа ТКР, в состав которых входят центробежный компрессор и радиально-осевая турбина (ГОСТ 9658—81).

Степень наддува двигателей принято оценивать по степени повышения давления воздуха в компрессоре π_K, что равнозначно повышению значения среднего эффективного давления цикла P_e.

Осуществление высокого наддува с значениями $\pi_K > 2{,}5$ связано со сложностью согласования расходных характеристик компрессора и поршневой части КДВС. Последняя задача решается путем применения различных способов регулирования турбокомпрессора (ТКР), наиболее простым и распространенным из которых является перепуск газов в обход турбины [4]. Перепуск газа можно считать преднамеренной мерой снижения мощности турбины на отдельных режимах работы КДВС, в результате чего достигается требуемое протекание внешней скоростной характеристики двигателя с приемлемыми значениями коэффициента приспосабливаемости K_M и скоростного коэффициента K_C. Кроме того, как показано в работе [4], перепуск газа в турбине приводит к снижению потерь на осуществление насосных ходов.

Перепуск газа выполняется через специальный перепускной клапан, конструктивно выполненный подобно клапану механизма газораспределения [2—4]. При общем снижении потерь на выпуск отработавших газов при применении перепуска не сложно предположить наличие сопротивления перепускной магистрали. Последнее обусловлено наличием потерь в самом клапане и потерь от смешения основного и перепускаемого потоков газа.

Цель исследования заключается в разработке способа регулирования радиально-осевой турбины, позволяющего изменять ее расходные характеристики, с одновременным изменением реализуемого теплоперепада (окружной работы). При этом разрабатываемый способ должен быть конструктивно проще уже известных (к примеру, регулируемый сопловой аппарат, перепуск газа в обход турбины) и иметь лучшие гидравлические харак-

теристики выпускной магистрали. Последнее должно способствовать снижению затрат энергии на осуществление насосных ходов в КДВС и, как следствие, снижению удельного эффективного расхода топлива.

Задачи исследования:

— на основе имеющихся данных [3] по различным способам регулирования турбин предложить иной способ в соответствии с целью исследования;

— разработать конструкцию турбины ТКР, реализующую предложенный способ, изготовить литейную оснастку и опытные образцы ТКР;

— провести безмоторные испытания опытных образцов ТКР и испытания серийных ТКР с перепуском газа в обход турбины для сравнения их эффективности.

В работе [5] предложен "способ регулирования турбонаддува ДВС" (рис. 1), позволяющий снизить мощность турбины, но не за счет перепуска газа в обход турбины, а за счет перераспределения расхода газа в ее проточной части. Причем часть газа поступает в направлении, обратном направлению вращения рабочего колеса турбины (по каналу *5* при перемещении поворотного клапана *4*).

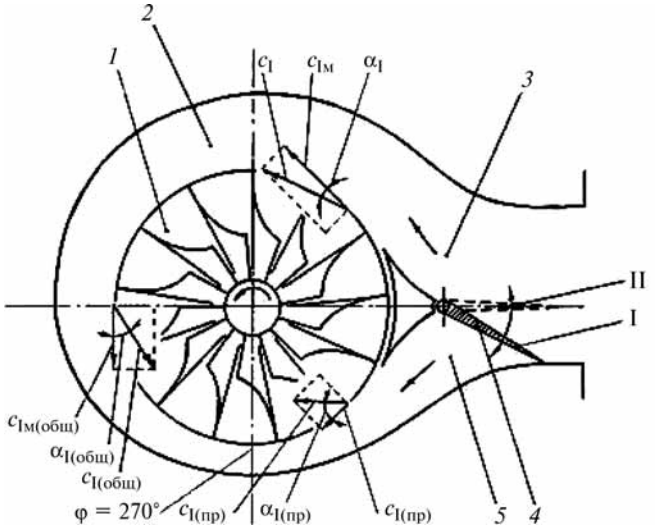

Рис. 1. Способ регулирования турбонаддува ДВС:

1 — рабочее колесо турбины ТКР; *2* — корпус (улитка) турбины; *3* — канал улитки постоянно открытый; *4* — клапан; *5* — канал для создания отрицательной закрутки на части рабочего колеса; положение клапана: I — закрытое; II — открытое

Данный способ можно объяснить на основе анализа уравнения для определения удельной работы L_U на окружности колеса. В применении к радиально-осевой турбине на основании теоремы Эйлера об изменении момента количества движения можно записать:

$$L_U = c_{1U}U_{1T} \mp c_{2U}U_{2CP},$$

где c_{1U}, c_{2U} — соответственно окружные составляющие абсолютной скорости на входе и на выходе из рабочего колеса турбины (закрутка потока); U_{1T}, U_{2CP} — скорости на окружности рабочего колеса на входе (на наружном диаметре) и выходе (на среднерасходном диаметре).

Закрутка потока c_U определяется:

$$c_U = c\cos\alpha_1,$$

где c, α_1 — соответственно, абсолютная скорость и угол направления абсолютной скорости в соответствующем сечении.

Таким образом, при отсутствии перепуска воздуха на удельную работу в турбине можно повлиять изменением закрутки потока. Предложенный способ [5] регулирования влияет на закрутку потока на входе в турбину c_{1U} (см. рис. 1), а значит, на ее мощность.

Для проверки эффективности данного способа была проведена серия безмоторных испытаний турбокомпрессора ТКР7С производства ОАО "КАМАЗ". Испытания проводились на безмоторном стенде методом баланса мощностей. Данный метод предусматривает снятие газодинамических характеристик турбины в составе ТКР, т. е. при использовании компрессора в качестве тормоза. Эффективные показатели турбины (с учетом потерь в подшипниковом узле), полученные в результате исследования, позволяют оценить совершенство ТКР в целом и, в частности, эффективность предлагаемого метода регулирования.

Предварительная стадия исследований для сохранения объекта исследования была проведена на "холодном" газе.

Для реализации способа регулирования (см. рис. 1) была разработана оснастка и изготов-

лены опытные образцы турбокомпрессора с измененным корпусом турбины (рис. 2, *а*).

За основу был взят корпус турбины ТКР7С, серийно выпускаемый ОАО "КАМАЗ". Отличие заключалось в том, что в каждой из полостей двухполостной улитки были установлены поворотные клапаны (см. рис. 2, *а*).

Клапаны в ходе эксперимента устанавливались в двух положениях:

1. Клапаны закрыты (см. на рис. 1, I) "языки" клапанов смещены вниз; газ поступает в турбину только по направлению вращения колеса.

2. Клапаны открыты (см. рис. 1, II); газ поступает в турбину частично по направлению вращения рабочего колеса и частично против направления вращения, создавая отрицательную закрутку на входе в колесо турбины и увеличивая при этом площадь проходного сечения на входе в корпус. Отрицательная закрутка создается на части периметра колеса, уменьшая окружную работу.

Характеристики турбинной ступени были получены в виде:

$$G_{\text{г.прив}} = f_1(\pi_{\text{т}}^*, n_{\text{т.прив}}) \text{ и } \eta_{\text{Te}} = f_2(\pi_{\text{т}}^*, n_{\text{т.прив}}),$$

где $G_{\text{г.прив}} = G_{\text{г}}\sqrt{T_{\text{г}}^*}\,/\,P_{\text{г}}^*$ — приведенный расход газа через турбину ($\text{м}^2\sqrt{\text{К}}/\text{с}$); η_{Te} — эффективный КПД турбины; $\pi_{\text{т}}^* = P_{\text{г}}^*/P_2$ — степень понижения давления газа в турбине; $n_{\text{т.прив}} = n_{\text{т}}/\sqrt{T_{\text{г}}^*}$ — приведенная частота вращения ротора турбины ($\text{мин}^{-1}/\sqrt{\text{К}}$); $P_{\text{г}}$, $T_{\text{г}}$ — соответственно давление (МПа) и температура (К) газа перед турбиной; $n_{\text{т}}$ — частота вращения ротора (вала) турбины (мин^{-1}); P_2 — давление газа за турбиной (МПа); $G_{\text{г}}$ — расход газа через турбину (кг/с).

Поскольку опыты проводились на "холодном" газе (атмосферном воздухе), вместо $n_{\text{т.прив}}$ использовались значения $n_{\text{т}}$.

Характеристики опытной турбины представлены на рис. 3. Для сравнения на рис. 4 показаны характеристики турбины с перепуском газа в обход турбины через перепускной клапан.

Пропускная способность обоих вариантов турбин обеспечивалась одинаковой как при открытом, так и при закрытом положениях клапанов.

Из анализа полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1. При перепуске газа в обход турбины (см. рис. 4) значения эффективного КПД турбины ниже (клапан открыт), чем в случае с перепуском газа в направлении, обратном направлению вращения рабочего колеса и частичным созданием отрицательной закрутки газа на входе в колесо (см. рис. 3).

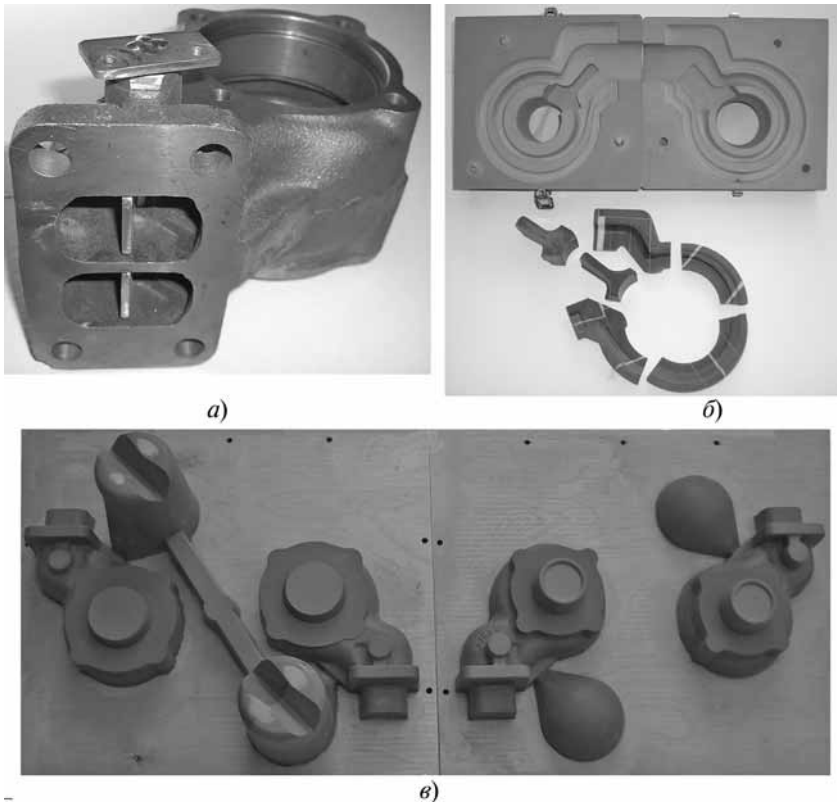

Рис. 2. Корпус турбины с поворотными клапанами (*а*), стержневой ящик (*б*) и модельная оснастка (*в*)

2. Повышение КПД при частичном создании отрицательной закрутки можно объяснить меньшими потерями энергии, чем при течении газа через перепускной клапан.

3. В комбинированном двигателе с газотурбинным наддувом снижение потерь энергии на выпуск газа приведет к уменьшению затрат энергии на осуществление насосных ходов (газообмен), как следствие — появляется возможно повышение индикаторного КПД двигателя и снижение удельного эффективного расхода топлива.

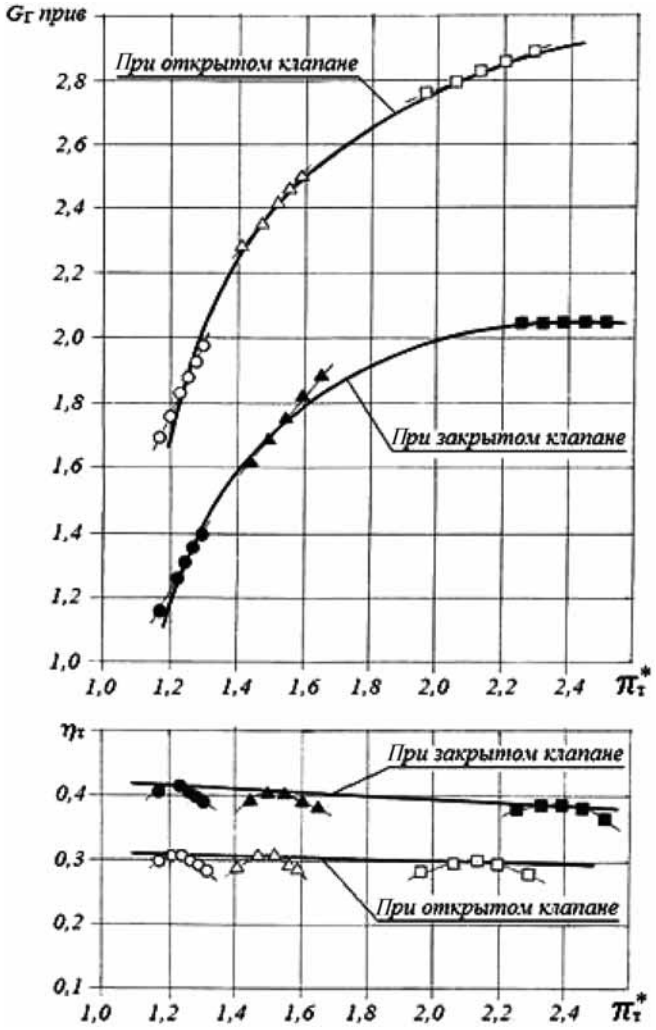

Рис. 3. Характеристика турбины ТКР7С с перепуском газа в направлении, обратном направлению вращения рабочего колеса турбины:

○● — при частоте вращения ротора турбины 40 000 мин$^{-1}$;
△▲ — при частоте вращения ротора турбины 60 000 мин$^{-1}$;
□■ — при частоте вращения ротора турбины 80 000 мин$^{-1}$

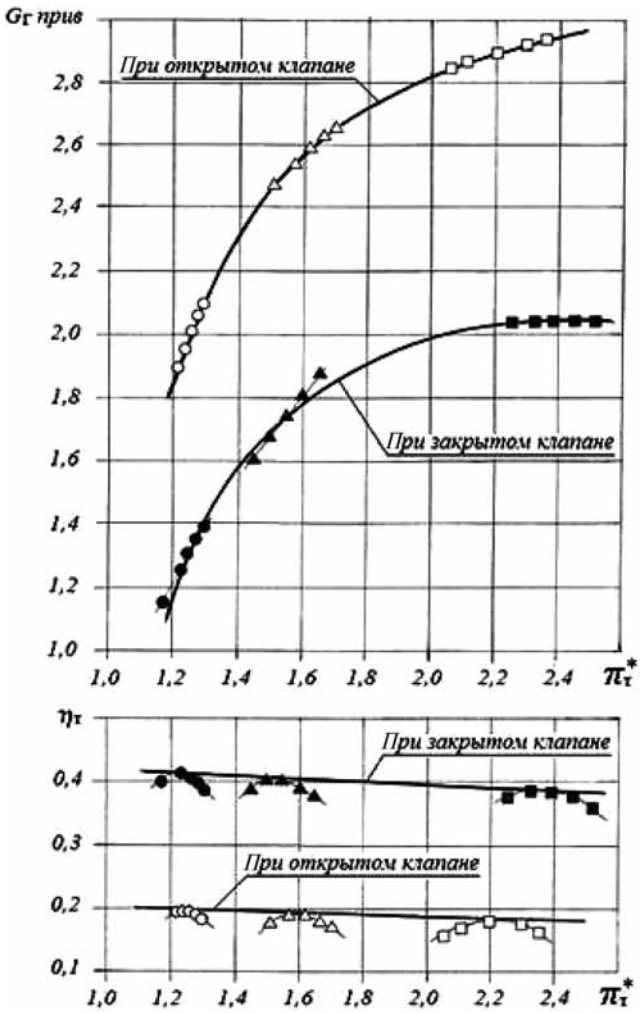

Рис. 4. Характеристика турбины ТКР7С с перепуском газа мимо турбины (обозначения см. рис. 3)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Циннер, К.** Наддув двигателей внутреннего сгорания [Текст] / К. Циннер. Пер. с нем. / Под ред. д-ра техн. наук Н. Н. Иванченко. — Л.: Машиностроение, 1978. — 264 с.
2. **Автомобильные** двигатели с турбонаддувом [Текст] / Н. С. Ханин, Э. В. Аболтин, Б. Ф. Лямцев и др. — М.: Машиностроение, 1991. — 336 с.
3. **Румянцев, В. В.** Регулирование турбокомпрессоров автомобильных двигателей [Текст] / В. В. Румянцев, С. В. Тиунов, Р. Л. Биктимиров. — Набережные Челны: Изд-во Камской госуд. инж.-экон. акад., 2010. — 212 с. — Библиогр. С. 209—212. (Монографические исследования: техника).
4. **Гатауллин, Н. А.** Разработка, исследовательские испытания и доводка малоразмерных турбокомпрессоров: Дисс. канд. техн. наук. — Казань: 1998. — 22 с.
5. **Решение** о выдаче патента № 20009142905/06 (061111). Дата подачи заявки 19.11.2009 г. (автор А. Р. Магзумьянов).

УДК 629.357

П. П. Мишин, асп., МГТУ "МАМИ"
E-mail: MishinPP@yandex.ru

МОДИФИКАЦИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ДЛИННОМЕРНЫХ ГРУЗОВ БОЛЬШОЙ МАССЫ

Рассмотрена задача прочностного анализа рамы транспортного средства для перевозки длинномерных грузов. На основе построенной математической модели определены значения напряжений и прогибов в раме агрегата. Предложены меры по модификации конструкции рамы.

Ключевые слова: *транспортное средство, рама, математическая модель, модификация.*

Транспортировка грузов — довольно сложный процесс, объединяющий огромное количество государственных и коммерческих структур, специалистов и транспортных средств. Особый интерес представляет техника, осуществляющая доставку оборудования большой массы и габаритов. Специфику транспортирования таких грузов следует учитывать на ранних стадиях проектирования. При перевозке грузов данного типа возникают дополнительные трудности в связи с тем, что эти конструкции, как правило, являются длинномерными и неделимыми. Это могут быть опоры ЛЭП, котельное оборудование, трансформаторы большой мощности и т. п. Во всех указанных случаях используются специальные транспортные средства [1] (рис. 1). В одних случаях транспортирование грузов на относительно небольшие расстояния (до нескольких сот километров) обычно осуществляется по шоссейным и грунтовым дорогам специальными автомобилями. В особо ответственных случаях такие грузы перевозятся по дорогам специального назначения с упрочненным покрытием. При этом часто для перестраховки несущие элементы транспортных средств проектируют с избыточным запасом прочности, что ведет к увеличению массы всей транспортной системы.

В таких случаях нередко под отдельные грузы приходится разрабатывать и изготавливать индивидуальные транспортные средства, что очень дорого и нерационально. Поэтому в современных условиях целесообразнее либо проектировать универсальное транспортное средство под широкий круг перевозимых изделий, либо модифицировать раннее спроектированные и изготовленные для испытаний транспортные средства для более широкого круга грузов и условий эксплуатации. Последнего можно добиться, прежде всего, за счет снижения массы самого транспортного средства. При этом необходимо отказаться от первоначально заложенных избытков прочности. Также следует учитывать тот факт, что измененные дорожные условия по сравнению, например, с полосой специального назначения приводят к повышенным динамическим воздействиям, [2], в результате которых конструкция, обладающая недостаточными прочностными показателями, будет разрушена.

Рис. 1. Транспортировочный агрегат фирмы Faymonville (Бельгия)

Элементом, на который непосредственно укладывается перевозимый груз, обычно служит рама транспортного средства (рис. 2). Она может быть выполнена в виде различных конструкционных решений, одним из которых является пространственная балочная конструкция. В подобных системах балки располагаются таким образом, чтобы обеспе-

чить максимальные жесткостные и прочностные показатели и, тем самым, гарантировать соблюдение условий транспортировки [3]. Помимо этого, при создании подобных агрегатов достигается значительная экономия материалов, что, однако, не отражается на эксплуатационных требованиях, предъявляемых к таким конструкциям.

В работе рассматривается модификация рамы транспортировочного агрегата, предназначенного для перевозки длинномерных (от 4 до 10 метров длиной) грузов (см. рис. 2). Это усовершенствование предполагается осуществить путем варьирования и определения в конечном итоге таких жесткостных параметров несущих элементов рамы, которые обеспечивали бы ощутимое снижение массы конструкции при вполне приемлемых показателях прочности, жесткости и долговечности. Задача решается посредством исследования прочности рамы как целостного объекта. При этом в основе решения лежит разработка математической модели этой конструкции. Математическая модель строится по методу конечных элементов. Для построения модели необходимо представить здесь общее описание, как самого транспортировочного агрегата, так и его основных узлов.

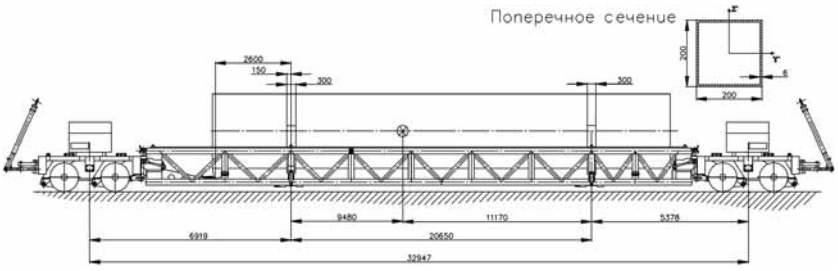

Рис. 2. Общий вид транспортировочного агрегата

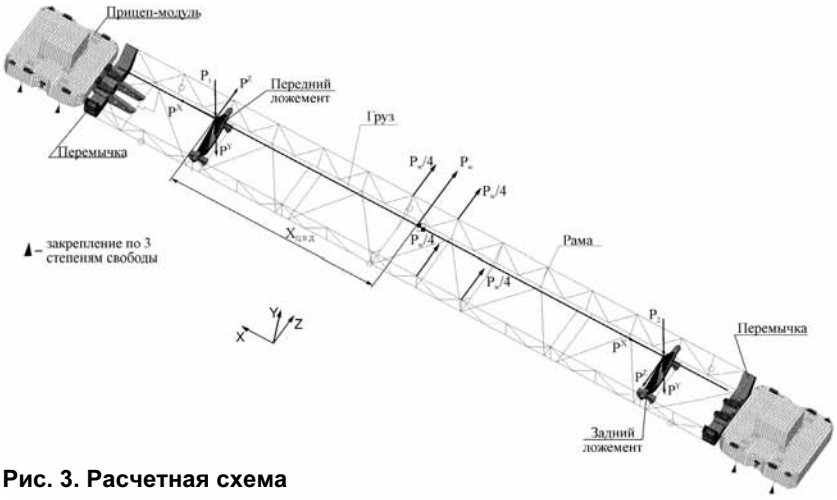

Рис. 3. Расчетная схема

Таблица 1

Массовые данные груза и основных элементов агрегата

Наименование	Обозначение	Масса, т
Груз	m1	10,575
Рама агрегата	m2	12,5
Прицеп-модуль	m3	11,93

Агрегат представляет собой конструкцию таких несущих узлов, как исследуемая рама с ложементами, перемычки и колесный ход.

В качестве технического решения наилучшим является вариант транспортировочного агрегата прицепного типа, отвечающий одновременно требованиям прочности, экономичности и простоте разработки и исследования. Колесный ход представляет собой два прицеп-модуля ЧМЗАП-7020, на которые по сочлененному типу опирается рама.

Рама агрегата — сварная металлоконструкция, состоящая из четырех продольных балок (по две в верхней и нижней частях рамы), двенадцати поперечных брусьев в нижней и двух в верхней части рамы, а также стоек, раскосов и подкосов. Вес груза воспринимается двумя установленными на раме ложементами, каждый из которых представляет собой криволинейную конструкцию радиусом 2900 мм, сваренную из нескольких металлических листов. Ложемент установлен на двух коротких брусьях, которые в свою очередь, закреплены на двух поперечных балках в нижней части рамы агрегата. Помимо этого ложемент крепится к стойкам в боковых поясах рамы.

Массовые данные груза и основных элементов агрегата приведены в табл. 1.

Расчет статических усилий от веса груза (рис. 3), приходящихся на ложементы, проводится в соответствии с центровочными характеристиками транспортировочной системы (см. рис. 2). Усилия, приходящиеся соответственно на передний и задний ложементы, равны:

$$P_1 = (m_1(L - L_1))/L = 56{,}11 \text{ кН}; \quad (1)$$

$$P_2 = (m_1 L_1))/L = 47{,}62 \text{ кН}, \quad (2)$$

где L = 20,65 м — расстояние между ложементами; L_1 = 9,48 м — расстояние между центром масс груза и передним ложементом.

Динамические нагрузки, действующие на груз и конструкцию рамы и возникающие при маневрах транспортного устройства при пуске и торможении механизмов, определяются из динамического расчета в соответствии с заданными условиями эксплуатации. Однако последние невозможно в полной мере определить заранее. Поэтому динамические нагрузки определяются в данной работе в квазистатической постановке по следующим формулам [5]:

$$P^x = n_x G;\ P^y = n_y G;\ P^z = n_z G, \qquad (3)$$

где P^x, P^y, P^z — продольные, вертикальные и боковые инерционные нагрузки соответственно; n_x, n_y, n_z — коэффициенты эксплуатационных перегрузок (табл. 2); G — расчетный вес транспортировочной системы.

При транспортировке груз и рама подвергаются ветровому воздействию, создаваемому приземным ветром. Расчетная величина ветрового воздействия определена в соответствии с ОСТ 92-9249—80 при скорости ветра 15 м/с и условно приведена к центру ветрового давления [4] (см. рис. 3):

— координаты центра ветрового давления относительно переднего ложемента $X_{ц.в.д.} = 9{,}53$ м; $Y_{ц.в.д.} = 0$ м;

— полная ветровая нагрузка, воздействующая на всю конструкцию транспортного агрегата и определенная с учетом порывов ветра, равна $P_W = 30$ кН. Эта нагрузка прикладывается к грузу в центре ветрового давления и передается на раму через ложементы. При воздействии непосредственно на раму эта нагрузка условно разделяется поровну между узлами конструкции рамы в окрестностях центра ветрового давления;

— координата центра ветрового давления от поверхности дорожного покрытия $Y = 1{,}4$ м.

Расчетным для конструкции является случай нагружения, при котором на раму оказывается воздействие всей совокупности вышеперечисленных силовых факторов. Описанный случай нагружения обусловливает самые высокие значения напряжений и деформаций в конструкции и, тем самым, определяет наиболее опасный нагрузочный режим. Расчетная схема агрегата, лежащая в основе математической модели, показана на рис. 3. В ней несущая рама образована за счет жестко соединенных балок, ориентированных в пространстве так, чтобы сообщить тележке транспортного средства максимальную жесткость при наименьшей массе (треугольная схема). В совокупности балки рамы образуют полузамкнутую решетчатую систему.

Таблица 2

Значения коэффициентов эксплуатационных перегрузок в соответствии с РМ-457-24—2000

Вид транспортировки	Коэффициент "n_i" перегрузки в направлении оси		
Автомобильная	n_X ±0,6	n_Y −1,4	n_Z ±0,3

Передача усилий (ветровых, весовых, инерционных и т. п.) со стороны транспортируемого груза на ложементы схематизируется посредством специальной балочно-стержневой модели, состоящей из имитирующей груз упругой продольной оси той же массы с эквивалентными характеристиками жесткости на изгиб и кручение, а также стержневого набора, имитирующего контактное взаимодействие груза и ложементов (см. рис. 3). Указанный стержневой набор расположен в плоскости ложемента.

Сами ложементы схематизируются как коробчатые криволинейные элементы, жестко соединенные со сдвоенными несущими балками посредством переходного устройства в виде короткого коробчатого бруса. И ложемент, и опорный брус образованы пластинами. Сварочный узел между опорным швеллером и сдвоенными опорными балками моделируется набором стержней с заведомо завышенным модулем упругости, который на несколько порядков выше, чем у реальных материалов. Эти схемные стержни условно работают только на растяжение-сжатие. Устройства, передающие тяговое усилие на раму транспортного средства, а именно, прицеп-модуль и перемычка, представляют собой коробчатые объекты, моделируемые с помощью пластинчатых элементов.

В данной работе используются: балочный элемент с общими свойствами растяжения, изгиба и кручения (рис. 4), элемент пластины (рис. 5), стержневой элемент, работающий только на растяжение—сжатие (рис. 6). Прототип конструкции рамы агрегата (см. рис. 2) предназначен для перевозки грузов по улучшенным дорогам с асфальтобетонным покрытием. Ввиду чувствительности перевозимого груза к транспортировочным нагрузкам, в конструкцию рамы агрегата без достаточных теоретических оснований заложен избыточный запас прочности путем применения профилей с большой площадью поперечного сечения,

что утяжеляет раму. Для того чтобы расширить область применения агрегата, например, для перевозки грузов по дорогам общего назначения с большей скоростью, необходимо снизить динамические нагрузки, возникающие при движении. Этого можно добиться, например, уменьшив массу рамы при сохранении ее несущей способности.

В качестве модификаций, допустимых по критериям прочности и жесткости, приняты: уменьшение в два раза толщин стенок профилей поперечных балок, стоек, раскосов и подкосов; уменьшение в два раза внешних размеров профилей поперечных балок, стоек, раскосов и подкосов; одновременное уменьшение в два раза и внешних размеров, и толщин профилей поперечных балок, стоек, раскосов и подкосов.

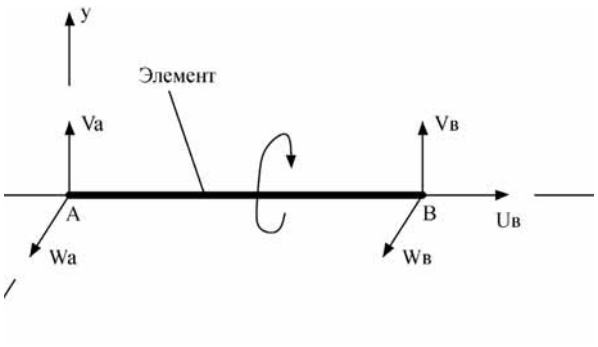

Рис. 4. Балочный элемент

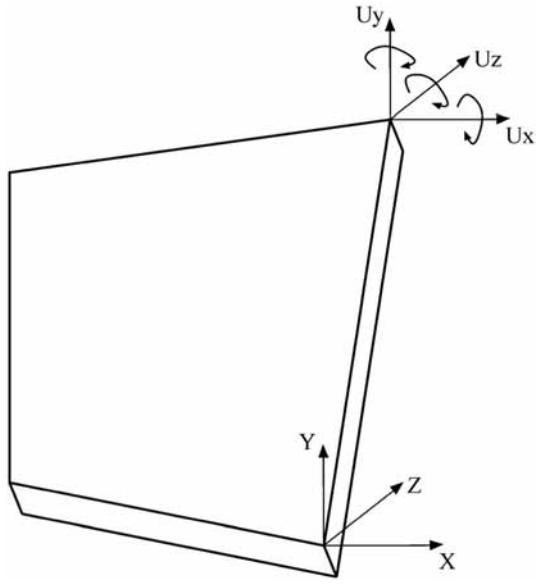

Рис. 5. Элемент пластины

Рис. 6. Стержневой элемент

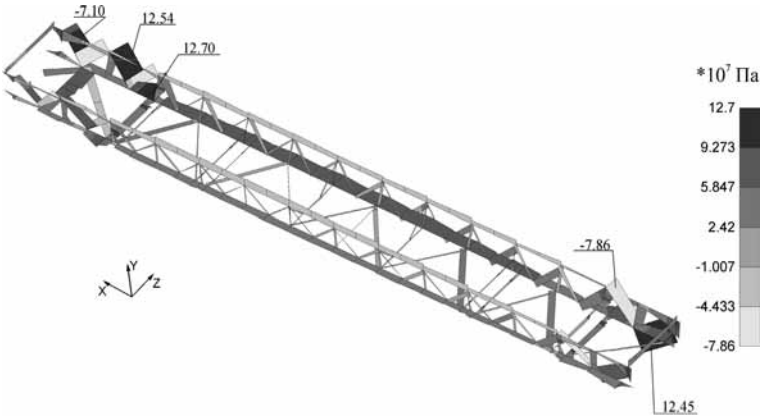

Рис. 7. Эпюра напряжений в раме в первой модификации

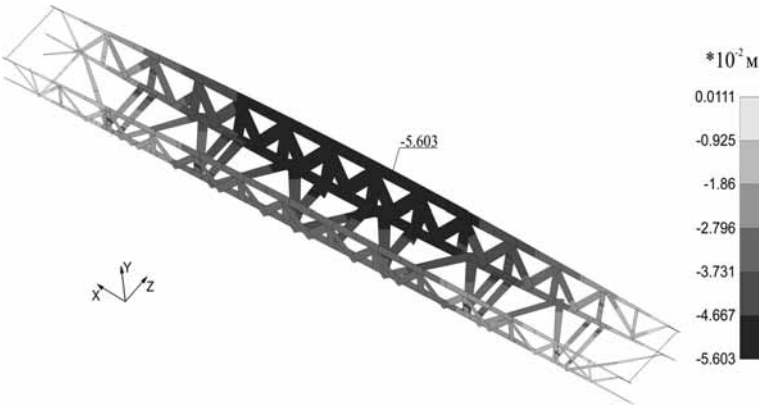

Рис. 8. Эпюра перемещений в раме в первой модификации

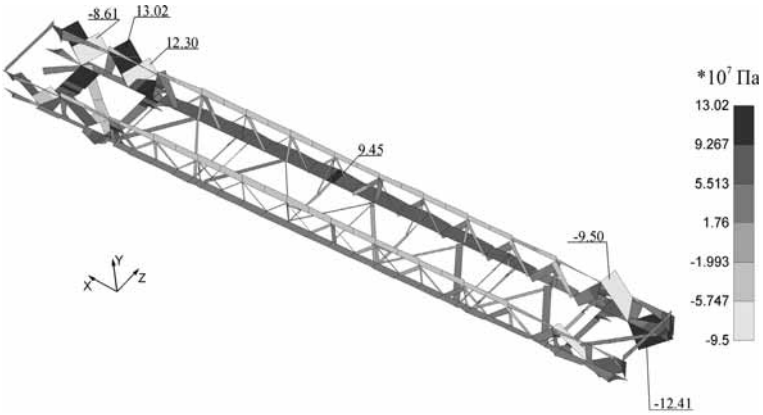

Рис. 9. Эпюра напряжений в раме во второй модификации

В результате проведенных преобразований конструкции получены следующие результаты: в первой модификации максимальное значение напряжений в раме составило $12{,}7 \cdot 10^7$ Па (рис. 7), наибольшие прогибы равны $5{,}6 \cdot 10^{-2}$ м (рис. 8), масса рамы равна 6,586 т, что в 1,89 раза меньше массы прототипа; во второй модификации максимальное значение напряжений в раме составило $13{,}02 \cdot 10^7$ Па (рис. 9), наибольшие прогибы равны $5{,}82 \cdot 10^{-2}$ м (рис. 10), масса рамы равна 6,479 т, что в 1,93 раза меньше массы прототипа; в третьей модификации максимальное значение напряжений в раме составило $22{,}6 \cdot 10^7$ Па (рис. 11), наибольшие прогибы равны $6{,}0 \cdot 10^{-2}$ м (рис. 12), масса рамы равна 5,431, что в 2,3 раза меньше массы прототипа.

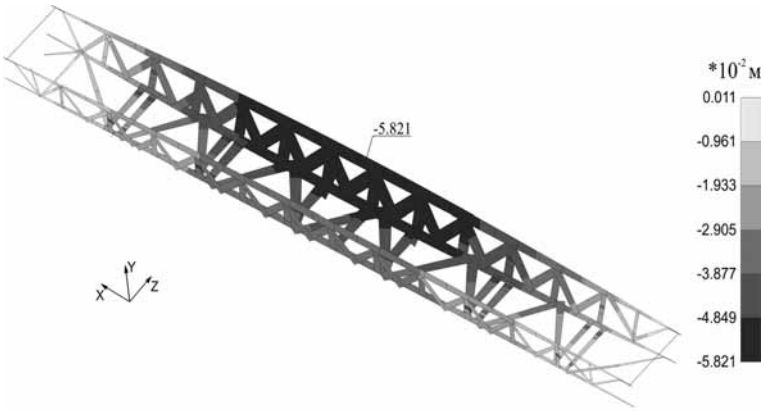

Рис. 10. Эпюра перемещений в раме во второй модификации

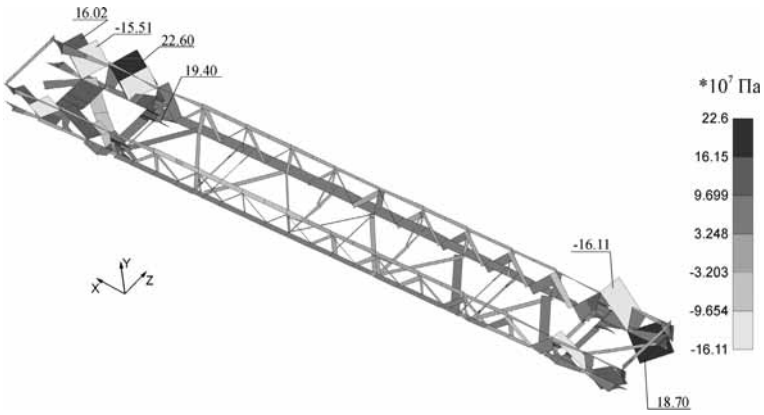

Рис. 11. Эпюра напряжений в раме в третьей модификации

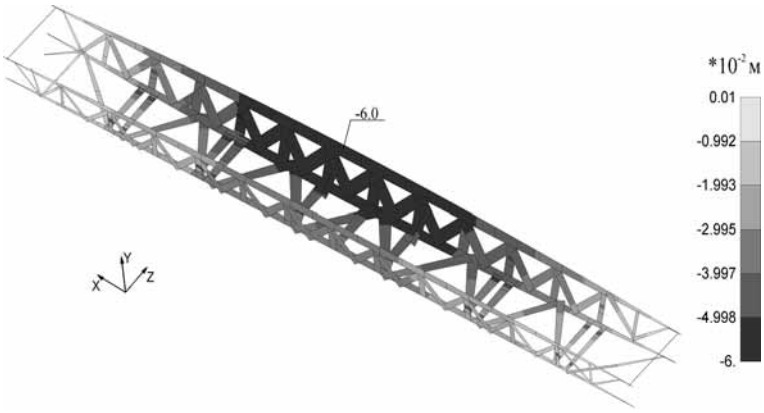

Рис. 12. Эпюра перемещений в раме в третьей модификации

В целом по работе можно сделать следующие выводы:

- на основе разработанной математической модели для анализа жесткости и прочности всей конструкции в целом получены значения интенсивностей напряжений и перемещений всех узловых точек;
- на основе проведенного анализа вскрыты значительные резервы статической прочности, устойчивости и жесткости во всех элементах конструкции;
- предложены меры по простейшей, но эффективной модификации конструкции основной части агрегата — рамы тележки транспортного устройства. Эти меры способствуют уменьшению массы транспортного устройства без заметного снижения его жесткости. Возникающие при этом повышенные напряжения в элементах рамы оказываются тем не менее существенно меньше допустимых (σ_T);
- удалось уменьшить массу рамы агрегата более чем в два раза при сохранении ее прочностных и жесткостных показателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Аксенов, П. В.** Многоосные автомобили. — М.: Машиностроение, 1989.
2. **Проскуряков, В. Б.** Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин. — Л.: Машиностроение, 1972.
3. **Хусаинов, А. Ш., Селифонов В. В.** Теория автомобиля. Конспект лекций. — Ульяновск: УлГТУ, 2008.
4. **ОСТ 92-9249—80.** Агрегаты специального назначения. Методика расчета ветровых нагрузок.
5. **РМ 457-24-2000.** Проведение и оформление общих расчетов проектируемых агрегатов (систем) специального назначения.

УДК 623.437

В. М. Подчинок, д-р техн. наук, проф., **Е. В. Латахина**, канд. техн. наук,
В. А. Николаенко, канд. воен. наук, Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище им. генерала армии В. Ф. Маргелова
E-mail: sas4219@yandex.ru

ПРОБЛЕМЫ ЭЛЕКТРОСТАРТЕРНОЙ СИСТЕМЫ ПУСКА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Рассмотрен вопрос оптимального согласования параметров электростартерной системы пуска автомобильных двигателей, при которых расходуется минимальная энергия источника тока (АКБ), обеспечивающая пуск холодного двигателя в любых климатических условиях при минимальном времени выхода на номинальные рабочие режимы.

Ключевые слова: *военная автомобильная техника (ВАТ), предельная температура надежного пуска двигателя, время подготовки двигателя к принятию нагрузки, пусковое устройство, свинцовые аккумуляторные батареи.*

Высокие требования к ВАТ обуславливают необходимость специального исследования вопросов, связанных с высокой надежностью и работоспособностью силовых установок в условиях ограниченных возможностей и времени. Использование двигателей (ДВС) на армейских машинах имеет ряд особенностей, связанных со специфическими условиями работы ВАТ. Большое значение для этих двигателей имеет требование быстрого и безотказного пуска в любых климатических условиях при минимальном времени выхода на номинальные рабочие режимы [1, 2]. Следовательно, обеспечение эксплуатационной надежности и эффективности ВАТ хависит от улучшения пусковых качеств ДВС за счет совершенствования технических характеристик электростартерной системы пуска.

Надежный пуск ДВС зависит от многих конструктивных и эксплуатационных факторов, к которым относят: степень сжатия, рабочий объем, число и расположение цилиндров; тепловое состояние деталей двигателя; регулировочные параметры системы зажигания (для бензиновых двигателей) и топливной аппаратуры; низкотемпературные свойства топлива; вязкостно-температурные характеристики моторного масла; мощность и энергоемкость системы пуска; наличие и эффективность вспомогательных пусковых устройств [1, 4].

В настоящее время электростартерная система пуска является основным, а в ряде случаев и единственным средством пуска ДВС автомобильной техники. Пусковые качества двигателя оцениваются двумя основными параметрами [3]:

предельной температурой надежного пуска, зависящей от минимальных пусковых оборотов и среднего давления трения двигателя, а также от частоты проворачивания коленчатого вала двигателя;

временем подготовки двигателя к принятию нагрузки.

Так, предельное время приведения холодного ДВС с применением устройств облегчения пуска в готовность к принятию нагрузки при температуре окружающего воздуха минус 50 °С не должно превышать 30 мин [3].

Характер протекания пусковых процессов и требования к пусковой частоте вращения колен-

чатого вала различны для бензиновых двигателей и дизелей. Пусковая частота вращения коленчатого вала бензинового двигателя должна быть достаточной для образования электрической искры. При пуске холодного двигателя из-за низкой температуры топлива, стенок впускного трубопровода и малой скорости перемещения в нем воздушного потока в смесеобразовании участвуют только легкоиспаряющиеся фракции бензина. С уменьшением пусковой частоты вращения коленчатого вала становится более продолжительным процесс сжатия, увеличиваются теплопередача в холодные стенки цилиндра и пропуск газов через неплотности в кольцах и клапанах. Давление и температура в конце сжатия уменьшаются, что ухудшает условия воспламенения топливовоздушной смеси и распространения пламени. Ухудшение условий смесеобразования при пуске приводит к необходимости увеличения электрической энергии АКБ как основного источника электрической энергии ДВС.

В дизелях топливовоздушная смесь образуется непосредственно в цилиндрах после подачи топлива форсункой. Воспламенение топливовоздушной смеси происходит под действием высокой температуры среды в камере сгорания. Вследствие малой продолжительности процесса смесеобразования и отсутствия принудительного зажигания топливовоздушной смеси пуск дизелей осуществить сложнее. При низких температурах большое значение имеет испаряемость дизельного топлива. Температура в цилиндре в момент подачи топлива должна превышать температуру самовоспламенения топлива, чтобы время задержки воспламенения было меньше времени, отводимого при пуске на образование топливовоздушной смеси и развитие предпламенных реакций. При пусковых частотах вращения коленчатого вала в режиме электростартерного пуска с большой неравномерностью вращения резко увеличивается продолжительность процессов сжатия, что вызывает соответствующий рост теплоотдачи, утечку рабочего заряда и снижение температуры и давления в цилиндрах в конце такта сжатия. Достаточные для воспламенения топливовоздушной смеси давление и температура в цилиндрах дизелей достигаются в результате большей, чем у бензиновых двигателей, степени сжатия и повышенной частоты вращения коленчатого вала пусковым устройством [1, 5].

Минимальная пусковая частота вращения (пусковые обороты) — это наименьшая для данной температуры средняя частота вращения коленчатого вала двигателя стартером, при которой пуск двигателя обеспечивается за две попытки. Продолжительность каждой попытки не более 10 с для

Минимальные пусковые частоты вращения коленчатого вала двигателя при предельной температуре надежного пуска

Условия пуска двигателя	Температура (T_n), °С	Величина min пусковых частот n_{min} мин$^{-1}$, при числе цилиндров		
		4	6	8 и более
Бензиновые двигатели				
Холодного:				
без применения устройств облегчения пуска	–20	70	60	50
с применением устройств облегчения пуска	–30	65	55	45
После предпускового подогрева двигателя	от –45 до –60	60	50	40
Дизели				
Пуск холодного двигателя без применения устройств облегчения пуска:				
с камерой в поршне при степени сжатия 16—17	–12	125	100	90
с камерой в поршне и турбонаддувом при степени сжатия не ниже 15	–10	125	100	90
Пуск холодного двигателя с применением устройств облегчения пуска:				
с камерой в поршне при степени сжатия 16—17	–30	90	60	50
с камерой в поршне и турбонаддувом при степени сжатия не ниже 15	–25	90	60	50
с разделенными камерами при степени сжатия не ниже 21	–20	90	—	—
Пуск двигателя после предпускового подогрева:				
с камерой в поршне при степени сжатия 16—17 и с турбонаддувом при степени сжатия не ниже 15	–45	70	60	50
с разделенными камерами при степени сжатия не ниже 21	–60	75	—	—

бензиновых двигателей и не более 15 с для дизелей. Интервал между попытками 1—1,5 мин [3].

Минимальные пусковые частоты вращения коленчатого вала двигателей увеличиваются с понижением температуры, ростом вязкости масла и заметно снижаются при применении устройств облегчения пуска (таблица) [3, 5].

При экспериментальном исследовании пусковых качеств двигателей минимальные значения пусковой частоты вращения коленчатого вала определяются по зависимостям времени пуска t_n от средней частоты вращения n коленчатого вала (рис. 1) [5].

Согласно ОСТ 37.001.052—2000 требуемые пусковые частоты вращения коленчатого вала для автомобильных бензиновых двигателей составляет от 40 до 70 мин$^{-1}$, а для дизелей — от 50 до 125 мин$^{-1}$ [4].

При пуске двигателя пусковое устройство преодолевает сопротивление вращению коленчатого вала (Мс).

Момент сопротивления M_c складывается в основном из момента сил трения в кинематических парах двигателя и момента газовых сил, обусловленного разностью работ сжатия и расширения в цилиндрах двигателя. Момент сопротивления зависит от температуры T, средней частоты n вращения коленчатого вала и неравномерности его вращения, числа, схемы расположения и рабочего объема цилиндров, а также от размеров трущихся поверхностей (рис. 2) [6].

Пусковые качества ДВС автомобилей оценивают по минимальной пусковой частоте вращения коленчатого вала и среднему давлению трения $p_т$ [1, 6].

Среднее давление трения — условная удельная величина, характеризующая сопротивление проворачиванию коленчатого вала двигателя (укомплектованного всеми штатными навесными агрегатами, необходимыми для работы двигателя на автомобиле), определяемая по формуле [3, 5]:

$$P_т = 0{,}0123\frac{M_т}{V_h}, \text{ МПа}, \qquad (1)$$

где $M_т$ — средний момент сопротивления проворачивания коленчатого вала, Н · м; V_h — рабочий объем двигателя, л.

По минимальной пусковой частоте вращения n_{min} коленчатого вала и соответствующему ей моменту сопротивления $M_т$, определяем требуемую пусковую мощность [5]:

$$P_п = \frac{\pi M_т n_{min}}{30}, \text{ Вт}. \qquad (2)$$

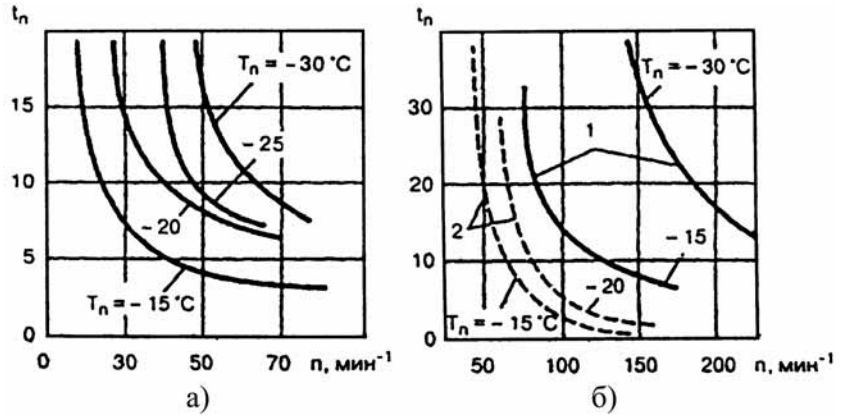

Рис. 1. Пусковые характеристики двигателей внутреннего сгорания:

а — бензиновый двигатель (УМЗ-451М, масло М-6$_з$/10Г$_1$); *б* — дизель (КамАЗ-740, масло М-4$_з$/8В$_2$); *1* — без средств облегчения пуска; *2* — с электрофакельным устройством; ——— — с применением масла М-6$_з$/10Г$_1$; - - - - - — с применением масла М-8В$_1$

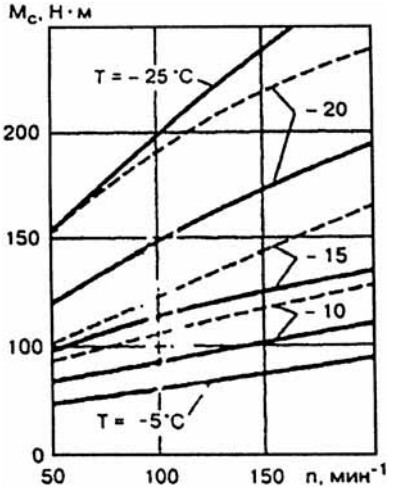

Рис. 2. Зависимость момента сопротивления M_c от частоты вращения коленчатого вала при пуске бензинового двигателя ЗМЗ-66

Средний момент сопротивления $M_т$ при n_{min} определяют по экспериментальным зависимостям $M_т = f(n)$ в соответствующих условиях пуска (см. рис. 2).

Источником энергии в электростартерной системе пуска ДВС ВАТ является стартерная свинцовая аккумуляторная батарея (АКБ) — химический источник тока. Мощность электростартерной системы пуска ДВС с АКБ, как правило, несколько превышает мощность, необходимую для пуска двигателя при предельной низкой температуре надежного пуска двигателя T_{min}. При излишнем увеличении мощности возрастают размеры, масса и стоимость системы электростартерного пуска с АКБ. Если же мощность занижена, электростартерная система пуска может не обеспечить требуемых пусковых качеств ДВС.

Согласно ОСТ 37.001.052—2000 [3] электростартерная система пуска должна обеспечивать необходимую для надежного пуска холодного двигателя частоту вращения коленчатого вала с общим числом попыток пуска не менее трех. При пуске двигателя после предпускового подогрева ЭСП с АКБ должна обеспечивать необходимую для надежного пуска частоту вращения коленчатого вала при температуре электролита АКБ не ниже –35 °С и общим числом попыток не менее трех при силе тока стартера не менее $3C_{20}$.

Тип системы пуска определяется видом используемой энергии и конструкцией основного пускового устройства — стартера, который преобразует полученную от АКБ электроэнергию в механическую работу вращения коленчатого вала [4, 5].

Характеристики стартерных электродвигателей зависят от емкости и технического состояния АКБ. Семейству вольтамперных характеристик АКБ соответствует семейство рабочих и механических характеристик стартерного электродвигателя [6]. Для электропривода стартерного ДВС характерна значительная неравномерность нагрузки, обусловленная резким изменением момента сопротивления от сил движения газов в цилиндре двигателя и сложной кинематикой кривошипно-шатунного механизма (КШМ). При переменной нагрузке снижаются мощность и КПД системы пуска, что необходимо учитывать при выборе мощности стартерного электродвигателя и емкости АКБ для ВАТ.

Режим работы электростартеров кратковременный, длительностью до 10 с — для стартеров бензиновых двигателей и до 15 с — для стартеров дизелей. Допускается не более трех пусковых циклов подряд с перерывами между ними не менее 30 с. После охлаждения стартера до температуры окружающей среды допускается еще один пусковой цикл [3].

Нагрузка стартера по мощности не должна превышать его номинальную мощность. Повышение температуры стартера во время пусковых циклов не должно приводить к изменениям, отрицательно влияющим на его работоспособность.

При выборе типа пусковой системы исходят из условия обеспечения надежного пуска ДВС, необходимого быстродействия, удобства управления и обслуживания, минимальной стоимости, массы и размеров. Для оценки технического уровня ЭСП с АКБ используются такие показатели, как отношение номинальной мощности стартера к массе электростартерной системы пуска $m_{СЭП}(P_н/m_{СЭП})$, отношение массы СЭП к массе двигателя внутреннего сгорания $m_{ДВС}$ $(m_{СЭП}/m_{ДВС})$ [5, 6].

Стремление обеспечить работоспособность электростартерной системы пуска с АКБ при низких температурах привело к тому, что на 1 л (1000 см^3) рабочего объема ДВС приходится от 8 до 34 кг массы ЭСП, из которых 60—80 % составляет масса аккумуляторной батареи, пластины которой сделаны из дефицитного свинца. Суммарная масса АКБ и электростартера составляет 1÷3 % массы самого автомобиля. Доля стартера в массе двигателя достигает 2÷6 % [5, 6].

Для пуска двигателя требуется сравнительно небольшое количество энергии. Но чтобы эта энергия выделилась в течение небольшого промежутка времени (10÷15 с), источник энергии должен обеспечивать определенную удельнуюмощность.

Свинцовые АКБ имеют высокую удельную энергию (свыше 200 Дж/см^3), но у них низкая удельная мощность. Поэтому для обеспечения надежного пуска ДВС ВАТ при низких температурах приходится применять АКБ большой номи-

нальной емкости со значительным запасом электрической энергии. Запасенную в АКБ энергию при температуре от –20 °С до –30 °С и высоких стартерных токах разряда можно в лучшем случае применять на 5—10 %. Следовательно, большая часть емкости АКБ вообще не может быть использована для осуществления пуска ДВС и может снизиться настолько, что его пуск становится практически невозможным. В такой ситуации от безотказной работы стартерной АКБ зависит техническая готовность ВАТ, а вместе с ней и боевая готовность и боеспособность частей, соединений, объединений и вооруженных сил в целом.

Особенности эксплуатации ВАТ в зимних условиях обуславливаются крайне низкой температурой окружающего воздуха, наличием значительного снежного покрова и сильными ветрами. Так, при температуре окружающего воздуха –10 °С и скорости ветра $V_в = 11$ м/с эффективность действия температуры равносильна $t_в$ от –20 °С до –25 °С, т. е. на 15 °С ниже температуры окружающего воздуха. Наиболее суровыми для эксплуатации ВАТ являются районы первой климатической зоны. Они составляют около 70 % территории России.

При низкой температуре окружающего воздуха существенно изменяются физико-химические свойства материалов, увеличиваются вязкость и сопротивление электролита АКБ, выпадают кристаллы льда, что затрудняет поступление электролита в поры пластин, значительно уменьшается скорость химической реакции. Кроме того, увеличивается вязкость моторного масла и ухудшается испаряемость топлива. Следствием этого является потеря текучести моторного масла, создание предпосылок для граничного и сухого трения. Увеличение вязкости и уменьшение подвижности топлива затрудняет его поступление по системе питания, приводит к закупорке топливных фильтров, топливопроводов и нарушает работу ТНВД дизелей. Все указанное затрудняет пуск ДВС по причине увеличения сопротивления прокрутки коленчатого вала, нарушения смесеобразования, снижения энергии искры системы зажигания, воспламеняющей рабочую смесь в цилиндрах бензиновых двигателей. Это требует повышения энергоспособности стартерных АКБ для увеличения частоты вращения коленчатого вала ДВС и числа попыток пуска в пределах требований ОСТ 37.001.052—2000. Вместе с тем вопреки этим требованиям при температуре окружающего воздуха –20 °С и ниже резко снижаются зарядные и разрядные характеристики АКБ, а при температуре –30 °С емкость батарей уменьшается на 50 %, и они становятся неработоспособными [4, 5]. В связи с этим военная автомобильная техника, находящаяся на открытых стоянках и под навесами, окажется неспособной к стартерному пуску без устройств облегчения пуска.

Таким образом, рациональному использованию АКБ, имеющей в системе пуска ДВС ВАТ относительно большую массу и в наибольшей степени подверженной влиянию эксплуатационных факторов, способствует правильное согласование характеристик элементов системы пуска и обоснованный выбор ее схемы и параметров, при которых расходуется минимальная энергия источника тока.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Бурячко, В. Р.** Теоретические основы эффективности энергообразования в поршневых двигателях [Текст]: учеб. пособие / В. Р. Бурячко, С. В. Мась. — СПб., 1993. — 158 с.
2. **ОТТ 9.1.1.-03.** Система общих технических требований к видам вооружения и военной техники. Военная автомобильная техника. Автомобили многоцелевого назначения. Общие технические требования [Текст]. — Введ. 2003-01-03. Изд-во 21НИИИ МО РФ, 2003. — 58 с. Группа ВД22.
3. **ОСТ 37.001.052—2000.** Двигатели автотранспортных средств. Качества пусковые. Технические требования. [Текст]. — Введ. 2001-01-01. — М.: Изд-во НАМИ, 2000 — 11 с.
5. **Акимов, С. В.** Электрооборудование автомобилей [Текст]: учеб. пособие для вузов / С. В. Акимов, Ю. П. Чижков. Под общ. ред. С. В. Акимова. — Изд. 2-е, перераб. и доп. — М.: ЗАО "КЖИ "За рулем", 2004. — 384 с.
6. **Квайт, С. М.** Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей [Текст]: учеб. пособие для вузов / С. М. Квайт, Ю. П. Менделевич, Ю. П. Чижков. Под. общ. ред. С. М. Квайт. — М.: Машиностроение, 1990. — 256 с.

УДК 629. 113. 004

В. В. Лянденбурский, канд. техн. наук, **А. В. Федосков,** асп., **П. А. Мнекин**, студент,
Пензенский гос. ун-т архитектуры и строительства
Email: dekauto@pguas.ru

ДИНАМИЧНАЯ СИСТЕМА ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Рассмотрены перспективные пути увеличения вероятности безотказной работы автомобилей за счет применения встроенного диагностирования. Для минимизации затрат на техническое обслуживание и ремонт автомобилей применима более динамичная система технического обслуживания.

Ключевые слова: *эксплуатация, автомобиль, износ, встроенное диагностирование, техническое обслуживание.*

Состояние автомобилей зависит от организации, технологии и качества выполнения работ при диагностировании, техническом обслуживании и ремонте. В связи с возможностью определения неисправности без разборки, при регулярном диагностировании они выявляются до наступления отказа, что позволяет планировать их устранение, предотвращает прогрессирующее изнашивание деталей и снижает общие расходы на техническое обслуживание (ТО) и ремонт.

Повышение эффективности функционирования подвижного состава автотранспортного предприятия (АТП), обеспечивается своевременным техническим обслуживанием (ТО) и ремонтом, на основе диагностирования автомобилей. Однако периодичность контроля такова, что имеется возможность эксплуатации автомобилей с состоянием, требующим ТО, или ТО проводится до наступления допустимого состояния элемента автомобиля. Это приводит к неисправностям автомобиля или не полному использованию ресурса отдельных агрегатов, систем и деталей автомобилей, к значительным материальным затратам. В то же время все больше применяются системы ускоренного диагностирования и встроенного диагностирования, в которых вся информация выносится на диагностический разъем или на монитор автомобильного компьютера.

При этом используемая в настоящее время планово-предупредительная система ТО теряет свою актуальность. Необходима система, при которой будут минимизированы затраты на ТО и ремонт автомобилей. Такая система ТО будет более динамичной.

Основной проблемой применения такой системы является повышение стоимости транспортных средств, за счет установки на основных элементах автомобиля датчиков, вся информация, от которых поступает в блок управления.

Это, во-первых, механизмы, обеспечивающие безопасность движения автомобиля (тормозные системы, механизмы управления, углы установки колес, приборы освещения), уровень токсичности отработавших газов и топливную экономичность.

Во-вторых, механизмы, на которые приходится 40—50 % общей стоимости потребляемых запасных частей, у современных автомобилей — 2—3 % номенклатуры (элементы двигателя и трансмиссии).

При этом возникает необходимость обосновать число параметров автомобиля, подвергающихся проверке в процессе эксплуатации и элементов, с помощью которых проверка будет производиться.

Система ТО включает 8—10 видов работ и более 150 конкретных объектов обслуживания. Каждый из объектов имеет свою оптимальную периодичность ТО и если придерживаться такой периодичности, то автомобиль должен будет постоянно направляться в зону технического обслуживания. Поэтому необходимо проводить группировку

операций, которые близки по периодичности ТО. Группировка производится автоматически с использованием элементов прогнозирования в блоке управления автомобилем или компьютеризированной системой, снимающей информацию с выходного разъема автомобиля.

В то же время возникает проблема в планировании ТО на автотранспортных предприятиях для группы автомобилей. Для выполнения такой задачи необходимо информацию по встроенному диагностированию автомобилей объединить, систематизировать и анализировать, что возможно с использованием компьютерных систем.

При самодиагностировании периодичность будет величиной динамичной и зависит от момента достижения агрегатом, системой или деталью допустимого значения параметра состояния.

В технической эксплуатации автомобилей (ТЭА) известны два метода доведения изделия до требуемого технического состояния:

первый (по наработке) устанавливается определенная периодичность, при достижении которой состояние изделия восстанавливается до номинального или заданного технической документацией уровня;

второй (по параметру технического состояния) по заданной периодичности производится контроль технического состояния и принимается решение о проведении предупредительных воздействий, т. е. доведении технического состояния до номинального или установленного технической документацией уровня.

Для элементов автомобиля, не подвергающихся встроенному диагностированию, операция ТО в общем виде состоит из двух частей — контрольной и исполнительской. Таким образом, трудоемкость профилактической операции ТО определяется, как:

$$t_п = t_к + kt_и, \qquad (1)$$

где $t_к$ и $t_и$ — трудоемкость контрольной и исполнительской части профилактической операции; k — коэффициент повторяемости ($0 \leqslant k \leqslant 1$).

При первом $k = 1$, а контрольная и исполнительская части практически сливаются. При втором каждый раз с установленной периодичностью выполняется контроль, а исполнительская часть проводится в зависимости от результатов контроля с определенной вероятностью.

А затраты проведения профилактической операции ТО определятся по формуле:

$$c_п = c_к + kc_и,$$

где $c_п$, $c_к$, $c_и$ — затраты профилактической операции, контрольной и исполнительской ее части.

Для элементов автомобиля, подвергающихся встроенному диагностированию, необходимо ввести третий метод (по результатам встроенного диагностирования) контроль будет осуществляться автоматически и в данном случае необходимость в проведении контрольной части операции не нужна. Тогда трудоемкость и затраты на проведение операции определятся по формулам:

$$t_п = t_и;$$

$$c_п = c_и.$$

При встроенном диагностировании периодичность ТО будет величиной динамичной и зависеть от момента достижения агрегатом, системой или деталью допустимого значения параметра состояния. Периодичность ТО для перечня операций должна соответствовать минимуму затрат на поддержание и восстановление работоспособности по всем элементам, входящим в этот перечень с учетом затрат на техническое обслуживание и ремонт системы встроенного диагностирования СВД:

$$C_{\Sigma\Sigma} = \sum_{i=1}^{k} C_{Ii} + \sum_{i=1}^{k} C_{IIi} + \sum_{i=1}^{k} C_{IIIi} \to \min, \qquad (2)$$

где $C_{\Sigma\Sigma}$ — суммарные удельные затраты на ТО и ремонт k элементов, включенных в перечень ступени ТО; C_{Ii} — удельные затраты на ТО i-го элемента; C_{IIi} — удельные затраты на ремонт i-го элемента, C_{IIIi} — удельные затраты на ТО и ремонт СВД.

Однако в общем случае оптимальная периодичность обслуживания группы элементов не будет совпадать с оптимальной периодичностью обслуживания элемента в перечне. Минимальные удельные затраты элемента соответствуют удель-

ным затратам элемента при оптимальной периодичности обслуживания этого элемента:

$$C_i(l_{0i}) = C_{i\min},$$

где l_{0i} — оптимальной периодичностью обслуживания элемента в перечне; $C_{i\min}$ — минимальные удельные затраты элемента.

Реально элемент будет обслуживаться с групповой периодичностью, тогда его удельные затраты будут больше минимальных затрат на величину изменения суммарных удельных затрат

$$\Delta C_i = C_i(l_{0\Sigma}) - C_{i\min} - C_{i\text{III}}, \quad (3)$$

где $l_{0\Sigma}$ — периодичность ТО для перечня операций; $C_i(l_{0\Sigma})$ — удельные затраты элемента для групповой периодичности обслуживания.

Таким образом, минимальные суммарные издержки при проведении ТО с групповой периодичностью будут выше тех, которые достижимы в том случае, если профилактические воздействия по каждому элементу будут выполняться с оптимальной для него периодичностью на величину изменения суммарных удельных затрат по всем элементам перечня, которые определяются из выражения:

$$\Delta C_\Sigma = \sum_{i=1}^{k-n} \Delta C_i + \sum_{i=1}^{n} \Delta C_i, \quad (4)$$

где k — общее число элементов; n — количество элементов с периодичностью, близкой к оптимальной.

Величина изменения суммарных удельных затрат по всем элементам перечня формируется из изменений удельных затрат элементов перечня. Любое увеличение удельных затрат одного элемента должно компенсироваться уменьшением суммарных удельных затрат другого элемента. Желательно, чтобы эти изменения были минимальны. В качестве периодичности проведения ТО для группы операций выбирается такая периодичность, которая соответствует минимальным изменениям суммарных удельных затрат по всем элементам перечня, т. е.:

$$\sum_{i=1}^{k} \Delta C_i(l_{0\Sigma}) \to \min. \quad (5)$$

Рассмотрим целевую функцию суммарных минимальных затрат по всем элементам перечня:

$$C_{\Sigma\min} = C_1(l_{0\Sigma}) + C_2(l_{0\Sigma}) + \ldots + C_k(l_{0\Sigma}) = \\ = \sum_{i=1}^{k} C_i(l_{0\Sigma}) \to \min. \quad (6)$$

Напишем слагаемые целевой функции:

$$C_i(l_{0\Sigma}) = C_{i\min} - C_{iIII} + C_i(l_{0\Sigma}). \quad (7)$$

Тогда целевая функция:

$$C_{\Sigma\min} = \sum_{i=1}^{k} (C_{i\min} + C_{iIII} + \Delta C_i(l_{0\Sigma})0 = \\ = \sum_{i=1}^{k} C_{i\min} + \sum_{i=1}^{k} C_{iIII} + \sum_{i=1}^{k} \Delta C_i(l_{0\Sigma}) \to \min. \quad (8)$$

Следовательно, для каждого элемента возможно установить диапазон, в котором отклонения периодичности от оптимальной допустимы, а при назначении периодичности ТО вне этого диапазона должно рассматриваться решение об исключении этого элемента из перечня. Если периодичности ступеней кратны друг другу, то определенные таким образом перечни для отдельных ступеней дополнительно необходимо включить в те ступени ТО, периодичности которых кратны.

Ни один из методов группировки операций в перечне не содержит интегрированных оценок обоснованности проведения операций с оптимальной периодичностью. Периодичность ТО автомобилей будет формироваться исходя из удельных оптимальных затрат на проведение профилактической операции, на осуществление ТО и ремонта элемента бортовой системы контроля.

Суммарные затраты при проведении ТО с групповой периодичностью будут выше тех, которые достижимы в том случае, если профилактические воздействия по каждому элементу будут выполняться с оптимальной для него периодичностью на величину изменения суммарных удельных затрат по всем элементам перечня. В качестве периодичности проведения ТО для группы операций выбирается такая периодичность, которая соответствует минимальным изменениям суммарных удельных затрат по всем элементам перечня.

Для элементов со встроенным диагностированием значительно ниже будут затраты на ТО и ремонт. Группировка операций будет иметь случайный, прогнозируемый характер.

Схема формирования перечней для всей совокупности ступеней ТО приведена на рисунке. Прямоугольниками показаны перечни, определенные одним из методов ТО, а овалы означают перечни, определенные встроенным диагностированием, которые переходят в перечни ступеней ТО.

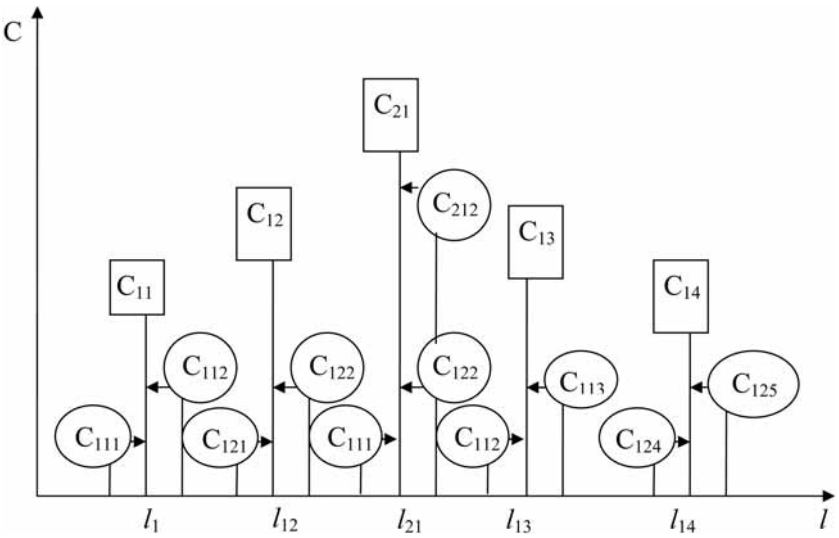

Схема формирования перечней ступеней ТО

Использование встроенного диагностирования при изменении периодичностей ступеней ТО возможна перегруппировка элементов в перечни ступней ТО без дополнительного сбора данных, имеются количественные критерии эффективности и оптимальности периодичностей ступеней ТО.

Применение автоматизированного определения нормативов, при оптимизации перечней и периодичностей ступеней ТО основана на информационном подходе выбора оптимального интервала и получения на этой основе максимума информации о техническом состоянии объекта. При этом оптимальные интервалы выбираются на основании зависимости оценки вероятности безотказного функционирования на основе встроенного диагностирования от принятого интервала. Периодичность ТО при встроенном диагностировании автомобилей будет величиной динамичной, при этом исходим из условия, что для элементов автомобилей, подвергающихся встроенному диагностированию, вероятность безотказной работы будет близка к единице.

Основными проблемами динамичной стратегии технического обслуживания и ремонта автомобилей являются:

— неопределенность прогнозируемого времени постановки автомобиля на участок обслуживания, что затрудняет планирование и организацию ТО и ремонта;

— сложность объединения операций в группы и виды ТО;

— сложность определения трудоемкости ТО;

— сложность оценки материальных затрат на каждый вид ТО автомобилей.

Для решения этих проблем необходимо разработать программу, которая будет выполнять вышеперечисленные функции. Это приведет к сокращению обслуживающих площадей на АТП, позволит увеличить уровень эксплуатационной надежности автомобильного парка, снизить материальные и трудовые затраты на проведение ТО и ремонта автомобилей, уменьшить потребность в технологическом оборудовании и производственно-складских помещениях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Лянденбурский, В. В.** Комбинированная система технического обслуживания автомобилей. [Текст] / В. В. Лянденбурский, В. И. Назаров // Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств. Материалы III Международной научно-технической конференции. — Пенза, 2004. Часть II. — С. 47—49.
2. **Техническая** эксплуатация автомобилей / Под ред. д-ра техн. наук, проф. Е. С. Кузнецова. — М.: Транспорт, 2003. — 413 с.
3. **Тарасов, А. И.** Формирование перечней ступеней технического обслуживания автомобилей / А. И. Тарасов, В. В. Лянденбурский, Д. А. Симанчев // Перспективные направления развития автотранспортного комплекса. Материалы II Международной научно-производственной конференции. — Пенза, 2009. — С. 147—150.

УДК.656.13

В. А. Зенченко, канд. техн. наук, проф. МАДИ,
А. Н. Ременцов, д-р пед. наук, проф. МАДИ,
А. В. Павлов, канд. физ.-мат. наук, ЗАО "РОСА",
А. В. Сотсков, инженер МАДИ
E-mail: sotskov-andrey@mail.ru

К ВОПРОСУ МОДЕЛИРОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ И ОЦЕНКИ СЛОЖНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

Представлены общие положения по оценке характеристик транспортных потоков и сложности дорожного движения автотранспортных средств (АТС).
Предложен нормированный интегральный показатель, характеризующий реальные ситуации на улично-дорожной сети (УДС) с учетом возможности комплексного учета скорости движения АТС, плотности транспортного потока, его интенсивности, их взаимосвязей и множества факторов, отражающих климатические условия, эффект загрузки движения, протяженности маршрута и временные характеристики движения АТС на дорожных участках, вероятности проявления событий на участках, характеризующие аварийность, места массового скопления АТС, места перекрытия участков дорожного движения и др.

Ключевые слова: *транспортный поток, интенсивность потока, плотность потока, улично-дорожная сеть, скорость движения, время движения, сложность движения, участок маршрута, нормированный интегральный показатель движения.*

Анализ транспортных потоков, с точки зрения их загруженности, интенсивности, скоростей перемещения АТС, времени их движения и др. на основе предварительно полученных экспериментальных данных, установил, что в реальной действительности, как правило, существуют три фазы потоков, а именно: свободный (F) и синхронизованный (S) потоки и широко движущийся кластер машин (J) [1].

Согласно ранее проведенным исследованиям, классическим определениям и статистическим подтверждениям, отраженным в ряде исследований транспортных потоков, выполненных Дрю Д., Кернером Б. С., Кленовым С. Л., Богумилом В. Н., Ефименко Д. Б. и др. [2, 3, 4], большинство зависимостей результирующих признаков от различных факторов описываются в экспоненциальном или полиноминальном виде. Так, при анализе влияния конкретных параметров на результирующий показатель (признак), в случае рассмотрения однофакторных моделей, например плотности транспортного потока (ρ) на скорость движения АТС (V), может использоваться зависимость вида:

$$V = V_0 e^{-c\rho}, \qquad (1)$$

где V_0 — средняя скорость движения легковых АТС в транспортном потоке в свободных условиях (значение точки привязки скорости к оси ординат); ρ — плотность движения транспортного потока, автомобилей на километр дороги; c — коэффициент, характеризующий интенсивность изменения скорости движения АТС (коэффициент уравнения регрессии).

В то же время, согласно классическим положениям поведения транспортных потоков, интенсивность таких потоков (q), имеющая размерность (авт./час), выражается в виде:

$$q = V\rho. \qquad (2)$$

Поскольку плотность и скорость взаимосвязаны (см. выражения 1 и 2), то при заданных значениях скорости или плотности потоков интенсивность транспортных потоков может быть выражена в виде уравнения (3), при постоянной плотности или уравнения (4), при постоянной скорости движения АТС, т. е.:

$$q = a_0 + a_1 V + \ldots + a_n V^n, \qquad (3)$$

$$q = a_0 + a_1\rho + \ldots + a_n\rho^n. \qquad (4)$$

Предварительно проведенные экспериментальные исследования с использованием статистики, полученной по данным аналитического агентства "Яндекс Пробки" [5], позволили подойти к моде-

Результаты моделирования основных показателей транспортных потоков

Средняя скорость движения, км/ч (V_a)	Среднее время движения ТС, ч (t)	Плотность транспортного потока, авт./км (ρ)	Интенсивность транспортного потока, авт./ч (q)
10	0,04	221,07242	2210,7242
15	0,026667	195,926647	2938,89971
20	0,02	173,641068	3472,82136
25	0,016	153,890351	3847,25877
30	0,013333	136,386169	4091,58508
35	0,011429	120,872992	4230,55472
40	0,01	107,124353	4284,97414
45	0,008889	94,939547	4272,27961
50	0,008	84,1406953	4207,03476
55	0,007273	74,5701536	4101,35845
60	0,006667	66,0882085	3965,29251
65	0,006154	58,571038	3807,11747
70	0,005714	51,9089043	3633,6233
75	0,005333	46,0045517	3450,34138
80	0,005	40,7717868	3261,74294
85	0,004706	36,1342201	3071,40871
90	0,004444	32,0241511	2882,1736
95	0,004211	28,38158	2696,2501
100	0,004	25,1533312	2515,33312
105	0,00381	22,292278	2340,68919
110	0,003636	19,7566539	2173,23193

лированию поведения рассматриваемых параметров с учетом их взаимосвязи, которые сведены в таблице. При этом движение ниже 10 км/ч можно рассматривать как стесненное движение (т. е. затор), а максимальная разрешенная скорость на автомагистралях в Российской Федерации согласно Правилам дорожного движения составляет 110 км/ч, в качестве, задаваемых скоростей был выбран диапазон от 10 до 110 км/ч с шагом 5 км/ч.

С использованием обратной взаимосвязи плотности со скоростью вида:

$$\rho = \rho_0 e^{-bv}, \qquad (5)$$

и соответствующих коэффициентов уравнения регрессии ρ_0 и b получена аналитическая зависимость $\rho = f(V)$, представленная на рис. 1 и в виде уравнения (6):

$$\rho = 281{,}46e^{-0{,}024V}. \qquad (6)$$

Одновременно были смоделированы взаимосвязи согласно выражению (1), отраженные на рис. 2 и в виде выражения (7):

$$V = 129{,}31e^{-0{,}011\rho}. \qquad (7)$$

Между тем изменение параметра плотности в зависимости от скорости может быть выражено и в другом виде, например:

$$\rho = (a_0 + a_1V + \ldots + a_nV^n)V^{-1}. \qquad (8)$$

Причем характер изменения $\rho = f(V)$ будет иметь такой же вид, как и на рис. 1. При этом будет соблюдаться тождество:

$$\rho_0 e^{-bv} = (a_0 + a_1V + \ldots + a_nV^n)V^{-1}. \qquad (9)$$

Полученные результаты моделирования позволили оценить влияние скорости движения на интенсивность потока, которое описывается в виде выражения (3) и отображено в графическом виде

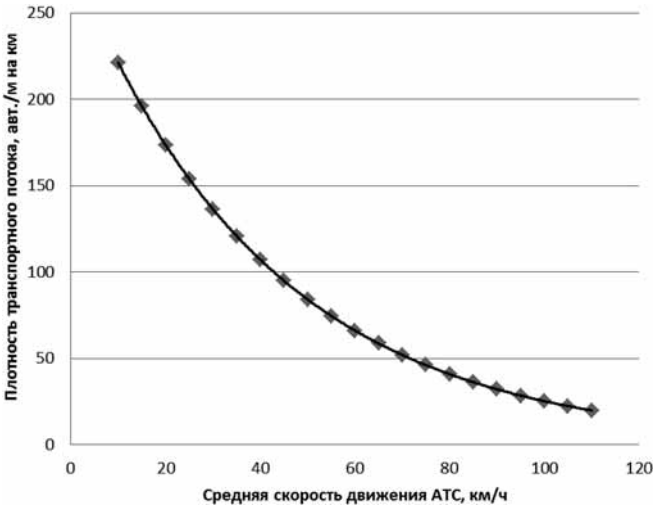

Рис. 1. Графическая зависимость плотности транспортного потока (ρ) от средней скорости движения АТС (*V*)

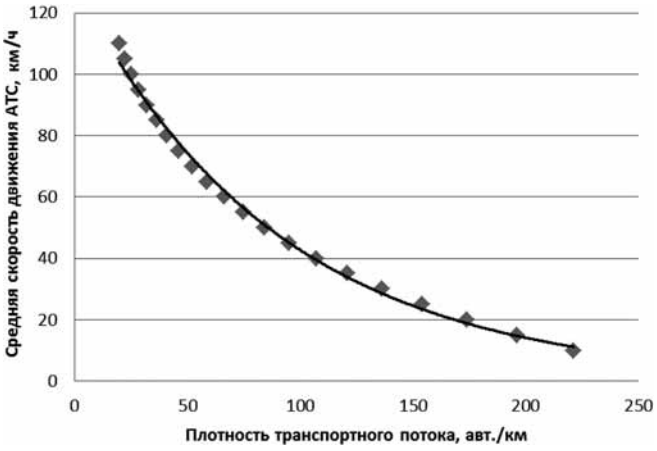

Рис. 2. Графическая зависимость средней скорости движения АТС (*V*) от плотности транспортного потока (ρ)

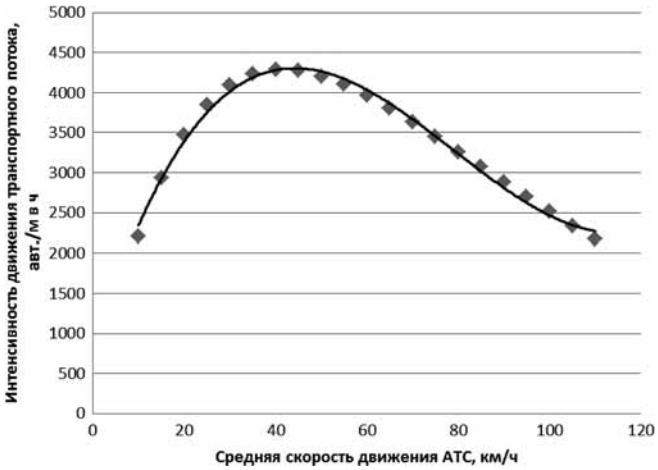

Рис. 3. Графическая зависимость интенсивности транспортного потока (*q*) от средней скорости движения АТС (*V*)

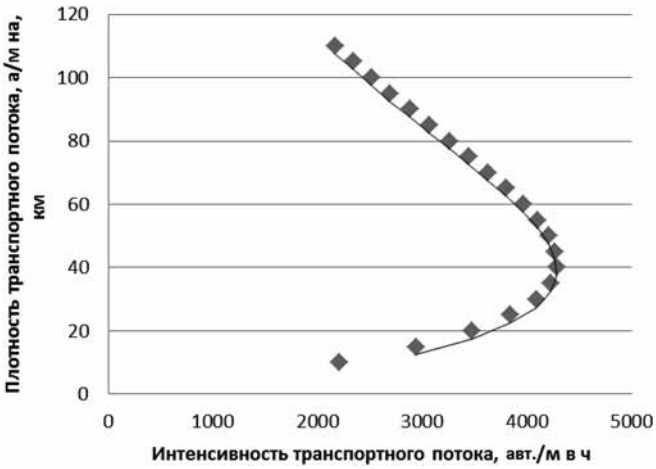

Рис. 5. Графическая зависимость плотности транспортного потока (ρ) от интенсивности транспортного потока (*q*)

на рис. 3. Аналитическое представление связи q и V имеет вид:

$$q = 0{,}0121V^3 - 2{,}8651V^2 + 182{,}38V + 796{,}42. \quad (10)$$

Моделирование влияния плотности транспортного потока на его интенсивность с использованием выражения (4) отражено соответствующими аналитическими и графическими зависимостями, представленными в виде уравнения (11) и рис. 4:

$$q = -0{,}2104\rho^2 + 48{,}546\rho + 1533. \quad (11)$$

При этом характер перехода из состояния свободного потока в плотный **условно** подтверждает теорию Кернера для данного примера.

Между тем обратная зависимость плотности от интенсивности представлена на рис. 5, но при этом не может быть явно отражена в аналитическом виде.

Анализируя иллюстрацию рис. 5, следует отметить, что, как и для зависимости $q = f(\rho)$, определенному значению интенсивности транспортного потока могут соответствовать два значения его

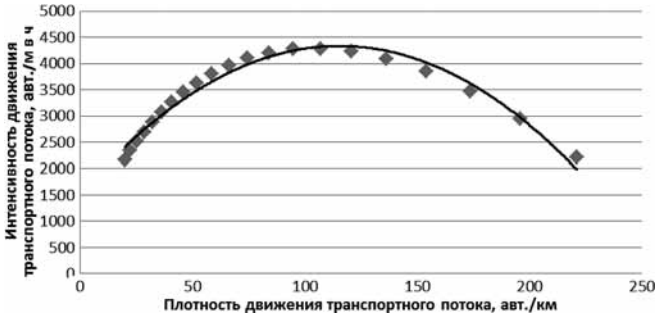

Рис. 4. Графическая зависимость интенсивности транспортного потока (*q*) от плотности транспортного потока (ρ)

плотности, что говорит о не полной адекватности математического описания данного явления. Эта особенность констатирует тот факт, что в определенных условиях оценка сложностей маршрутов, согласно вышеизложенным подходам и теориям, не во всех случаях корректна и не может отражать реальную действительность. Такая ситуация требует дальнейшего совершенствования методов оценки напряженности движения АТС.

Анализ совместного влияния скорости и плотности на интенсивность транспортного потока показывает, что оно может быть описано в виде полинома (12) и отражено графически в виде (рис. 6):

$$q = a + bV + c\rho + dV^2 + kV\rho + m\rho^2, \quad (12)$$

где a, b, c, d, k и m — коэффициенты уравнения, определяемые путем статистической обработки экспериментальных данных, с использованием известных положений математической статистики.

Предварительно проведенные исследования показали, что скорость движения автотранспортных средств (АТС) оказывает значительное влияние на характеристики плотности транспортного потока и его интенсивности.

Учитывая неоднозначное влияние друг на друга и взаимосвязь вышеотмеченных характеристик Q, ρ, V, возникла необходимость в разработке и использовании для оценки сложности движения объектов и текущего состояния положения участников дорожного движения, специального интегрального пронормированного показателя $Y^{н}$.

При этом, как отмечалось выше, скорость движения АТС является одним из важнейших пока-

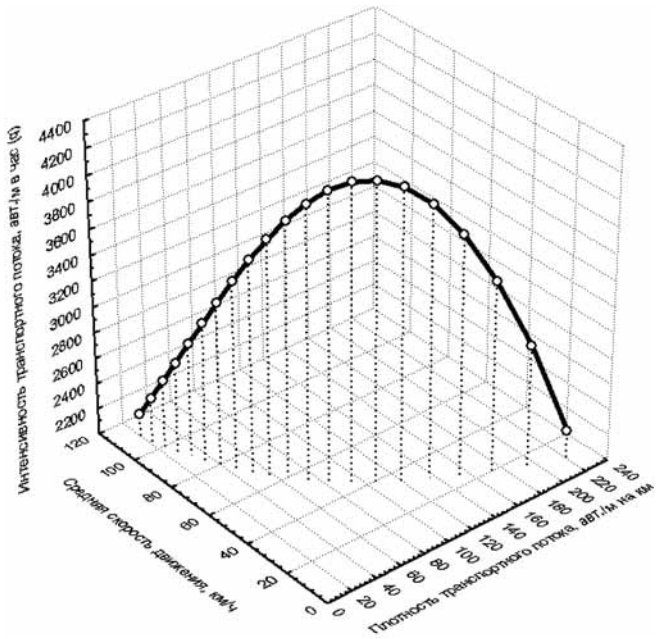

Рис. 6. Графическое отображение влияния плотности (ρ) и средней скорости движения АТС на интенсивность транспортного потока (*q*)

зателей, на который оказывает влияние множество факторов $\{X_i\}$:

- загруженность участков улично-дорожной сети (УДС);
- протяженность участков УДС;
- дни недели;
- климатические условия (температура, влажность, видимость на траектории движения АТС и т. д.);
- время суток;
- время движения по участку маршрута;
- вероятности проявления событий на участках, характеризующие аварийность;
- места массового скопления АТС;
- места перекрытия участков дорожного движения и др.

При этом скорость движения АТС напрямую влияет на плотность транспортного потока (см. рис. 1) с достаточно высокой корреляцией. И как уже отмечалось выше, скорость движения неоднозначно влияет на интенсивность движения транспортного потока (см. рис. 3). Поскольку существует подобная неоднозначность, то рассматривать поведение данного показателя лучше в трехмерном пространстве в зависимости от скорости движения АТС и плотности транспортного потока (см. рис. 6).

Между тем использование только лишь показателя скорости движения не может в полной степени отразить состояние ситуации на УДС. Второй показатель, который необходимо учесть, — это время движения на заданном маршруте (t), поскольку он является наиболее важным для потребителя, т. е. для водителя транспортного средства. Время движения является функцией от скорости и протяженности участка маршрута $t = f(V, S_{уч})$, а поскольку скорость движения АТС зависит от множества вышеотмеченных факторов $\{X_i\}$, то в общем виде для t можно записать:

$$t = f(V\{X_i\}, S_{уч}). \qquad (13)$$

При оценке сложности движения объектов по участкам маршрута возникает необходимость ухода от размерности рассматриваемых параметров (поскольку они имеют разный физический смысл и естественно размерность), что предопределяет введение специальной пронормированной характеристики оценки сложности движения АТС, путем введения нормированной протяженности участка $S_н$ и среднеквадратичного отклонения обобщенного показателя (учитывающего скорость движения, длину участка, время движения и заданное значение $S_н$) т. е.:

$$Y^н = \frac{V_i S_{уч}}{t S_н \sigma(Y)}, \qquad (14)$$

где $Y^н$ — нормированный интегральный показатель движения; $S_н$ — нормируемая протяженность (выбирается из условия наибольшей чувствительности), км; $S_{уч}$ — протяженность участка маршрута, км; $\sigma(Y)$ — среднеквадратическое отклонение случайной величины Y, определяемой из выражения:

$$Y = \frac{V_i S_{уч}}{t S_н}. \qquad (15)$$

При этом, если значение $Y^н$ стремиться к минимальному значению, то данный участок можно назвать условно сложным, поскольку скорость движения АТС стремится к минимальному значению, а время проезда участка маршрута к максимальному и наоборот.

Необходимость использования в (14) и (15) отношения $\frac{S_{уч}}{S_н}$ вызвана следующим: при различной протяженности участков и одинаковых скоростях движения объектов на них без учета $\frac{S_{уч}}{S_н}$ показатель сложности движения будет различен, что не

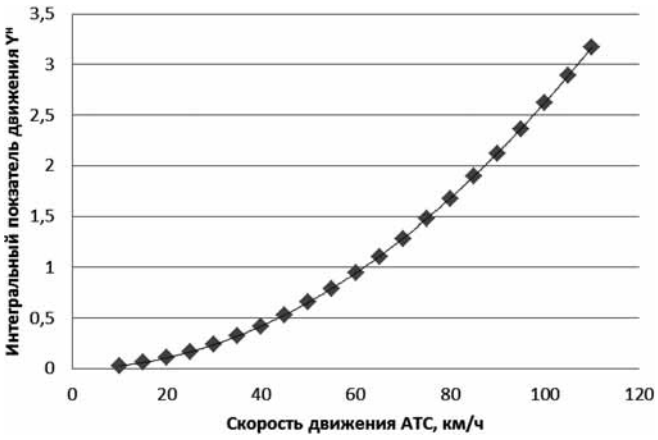

Рис. 7. Графическая зависимость изменения нормированного интегрального показателя $Y^{н}$ от скорости движения АТС

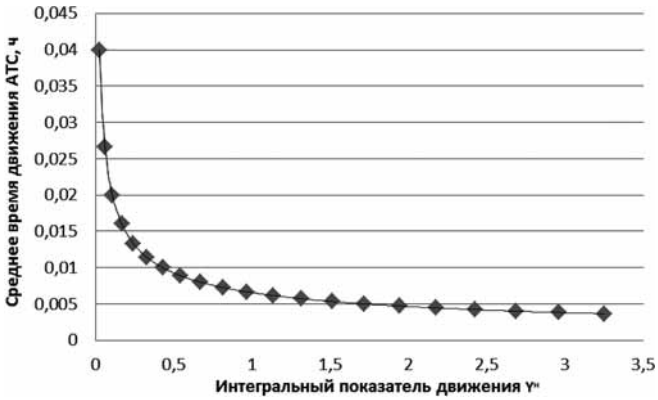

Рис. 8. Графическая зависимость изменения среднего времени движения от нормированного интегрального показателя $Y^{н}$

отражает реальную ситуацию, характеризующую ее постоянство на этих маршрутах для рассмотренных условий (это было подтверждено результатами проведенных экспериментальных исследований).

Использование выражения (14) позволит в конечном итоге проводить действительно объективную оценку сложности движения АТС на маршрутах и сравнивать полученные результаты с нормативными значениями и давать заключение о затрудненности движения.

Так как отношение $\frac{S_{уч}}{t}$ есть скорости движения на данном участке (V_i), то:

$$Y^{н} = \frac{V_i V_i}{S_{н}\sigma(Y)} = \frac{V_i^2}{S_{н}\sigma(Y)}, \qquad (16)$$

или:

$$Y^{н} = \frac{V_i^2}{S_{н}\sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left[\frac{\left(\frac{V^2}{S_{н}}\right) - \overline{\left(\frac{V^2}{S_{н}}\right)}}{n-1}\right]^2}}, \qquad (17)$$

где $\overline{\left(\frac{V^2}{S_{н}}\right)}$ есть математическое ожидание параметра, характеризующего отношение квадрата скорости движения АТС к нормированному расстоянию.

Между тем, выражая скорость движения через интенсивность транспортного потока и его плотность, для $Y^{н}$ можно записать:

$$Y^{н} = \frac{\left(\frac{Q}{\rho}\right)^2}{S_{н}\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}\left\{\left[\left(\frac{Q}{\rho}\right)^2 / S_{н}\right] - \overline{\left[\left(\frac{Q}{\rho}\right)^2 / S_{н}\right]}\right\}^2}{(n-1)}}}, \qquad (18)$$

где $\overline{\left[\left(\frac{Q}{\rho}\right)^2 / S_{н}\right]}$ есть математическое ожидание параметра, характеризующего отношение квадрата скорости движения АТС, выраженного через отношение интенсивности транспортного потока к его плотности к нормированному расстоянию.

На рис. 7 представлено изменение интегрального показателя сложности $Y^{н}$ от скорости движения АТС, а на рис. 8 — влияние интенсивности транспортного потока и его плотности на значение $Y^{н}$.

Рис. 7 иллюстрирует ситуацию, при которой минимальная скорость движения АТС приводит к минимальному значению $Y^{н}$, т. е. к сложной дорожной обстановке ($Y^{н} \to 0$). При этом среднее время движения объекта (t) при $Y^{н} \to 0$ будет стремиться к максимуму, т. е. к возможному образованию затора (см. рис. 8).

В то же время при высокой плотности транспортного потока и низкой его интенсивности наблюдается снижение нормированного интегрального показателя ($Y^{н} \to \min$), что характеризует усложнение дорожной обстановки, и наоборот (рис. 9).

Между тем для потребителя, пользующегося навигационными системами, важнейшим показателем является время движения на заданных участках УДС, которое аналитически и графически

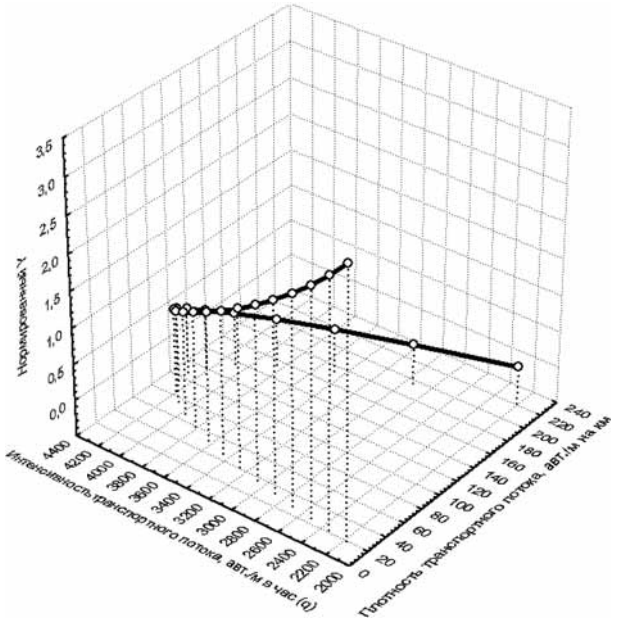

Рис. 9. Графическая зависимость нормированного интегрального показателя $Y^{н}$ от интенсивности транспортного потока и его плотности

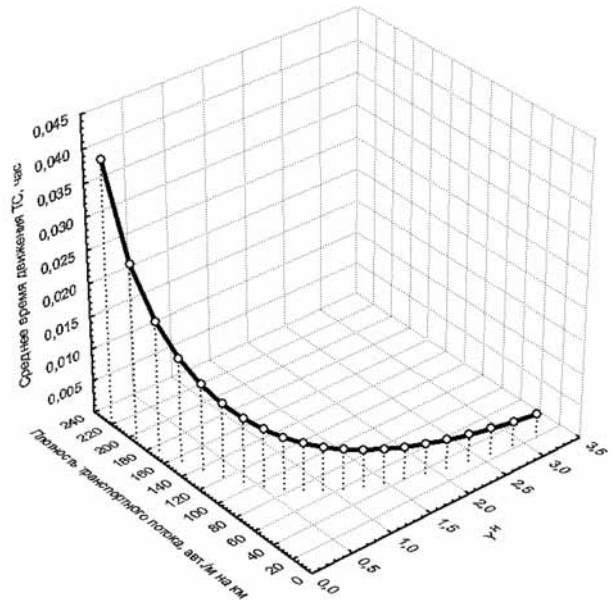

Рис. 11. Графическая зависимость среднего времени движения ТС от интенсивности транспортного потока и его плотности

может быть выражено через интенсивность транспортного потока (q), его плотность (ρ) и нормированный интегральный показатель ($Y^{н}$), что отражено на рис. 10 и 11.

Проведенные исследования позволяют подойти к решению вопросов, связанных с отслеживанием состояния транспортных потоков в реальном масштабе времени; оценкой сложности маршрутов движения; возможностью выявления времени движения объектов на участках УДС и его прогнозирования; определением оптимальных маршрутов, с использованием современных навигационных комплексов. Одновременно создаются условия для решения задач, ориентированных на обеспечение гибкого управления расходом топлива АТС, на формирование соответствующей нормативной базы, на оценку потребляемых ресурсов (и соответствующих затрат на ТО и ТР) для поддержания подвижного состава в работоспособном состоянии и обеспечения заданного уровня безопасности АТС.

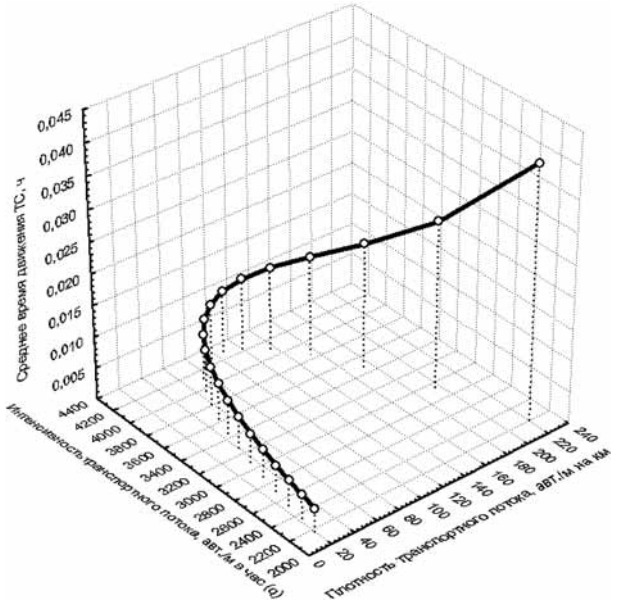

Рис. 10. Графическая зависимость среднего времени движения ТС от интенсивности транспортного потока и его плотности

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Introduction** to Modern Traffic Flow Theory and Control: The Long Road to Three-Phase Traffic Theory, Springer, Berlin, New York 2009, 265 p. B. S. Kerner.
2. **Теория** транспортных потоков и управления ими: Дрю Д. Изд-во "Транспорт", 1972. — 424 с.
3. **Введение** в математическое моделирование транспортных потоков: учеб. пособие / Гасников А. В., Кленов С. Л., Нурминский Е. А., Холодов Я. А., Шамрай Н. Б.; Приложения: Бланк М. Л., Гасникова Е. В., Замятин А. А. и Малышев В. А., Колесников А. В., Райгородский А. М.; Под ред. А. В. Гасникова. — М.: МФТИ, 2010. — 362 с.
4. **Оценка** основных параметров транспортных потоков на основе использования навигационных данных транспортных средств городского пассажирского транспорта / В. Н. Богумил, Д. Б. Ефименко // Автотранспортное предприятие. — 2009. — № 11 — С. 17—21.
5. **WWW.YANDEX.RU**

УДК 629.114.456.2: 539.3

М. Ф. Бабурченков, канд. техн. наук,
ЗАО "Смоленский автоагрегатный завод АМО "ЗИЛ"
E-nail: ogkkp@caazzil.ru

ЭФФЕКТИВНАЯ ДЛИНА СТЕНКИ ОБЕЧАЙКИ АВТОЦИСТЕРНЫ

Дан анализ поля напряжений в обечайке автоцистерны в зоне, примыкающей к усиливающим кольцам; определена длина стенки обечайки, вводимая в расчет жесткости силового набора и отмечена промышленная применимость решения.
Напряжения исследуются с применением расчетной модели в виде прямоугольного элемента обечайки, подкрепленной асимметрично относительно ее срединной плоскости ребром. К торцам ребра и кромкам элемента обечайки приложены распределенные усилия. Анализ контактного взаимодействия элемента конечных размеров и ребра, находящихся в двухмерном напряженном состоянии, базируется на решении задачи теории упругости.

Ключевые слова: *автоцистерна, расчет напряжений, стенка обечайки, усиливающие кольца.*

Как известно, автоцистерна состоит из базового шасси и цистерны (емкости) для жидких грузов, например нефтепродуктов. Цистерна (рис. 1) представляет собой цилиндрическую оболочку, образующая которой при движении по окружности формирует цилиндрическую круговую обечайку *1*. Кроме того, в настоящее время применяются также обечайки овального и "чемоданообразного" поперечного сечений. Для обеспечения прочности и устойчивости тонкостенные обечайки подкрепляются поперечным набором в виде усиливающих колец *2*. К несущим элементам относятся также днища *3* и опорное устройство *4*. При выборе расчетной схемы обычно цистерну рассматривают как балку (цилиндрического сечения), однопролетную или многопролетную в зависимости от числа опорных ложементов. Активные распределенные усилия от действия масс цистерны и жидкого компонента через обечайку посредством внутренних касательных и внешних нормальных усилий передаются на опорные кольца, вызывая в окружном направлении усилия растяжения (сжатия) и изгибающий момент в плоскости стенки кольца. При этом в зонах обечайки, примыкающих к обеим обечайкам кольца, формируются касательные напряжения. Общая длина этой зоны, дающая корректные результаты при расчете эффективного момента инерции поперечного сечения усиливающего кольца с учетом зоны включения напряжений, называется эффективной дли-

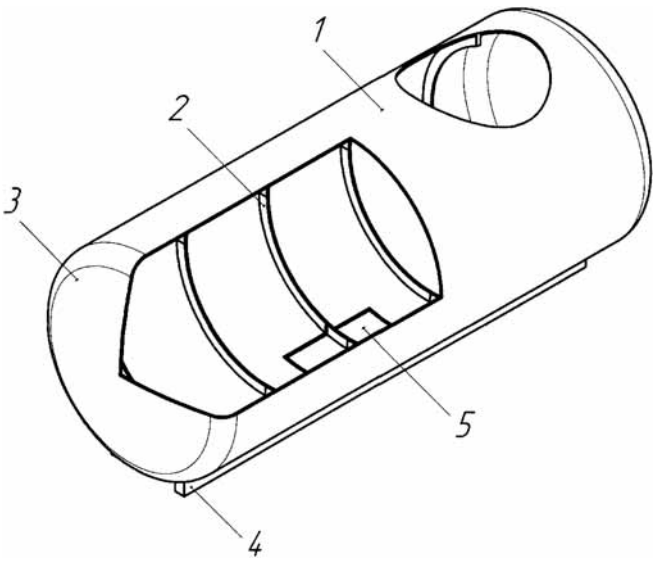

Рис. 1. Цистерна:

1 — обечайка; 2 — усиливающее кольцо; 3 — днище; 4 — опорное устройство; 5 — конструктивный элемент

ной обечайки. Нормативные документы на автоцистерны не определяют эффективную длину стенки обечайки.

Постановка задачи. Пусть шаг усиливающих опорных колец равен $2a$. Тогда, вследствие равномерно распределенной активной нагрузки по длине цистерны и периодичности подкрепления, для оценки поля напряжений в зоне включения достаточно рассмотреть один симметричный конструктивный элемент *5* в виде дуги опорного кольца и двух примыкающих участков обечайки общей длиной $2a$ и длиной дуги $2l$. Пусть характерный размер области краевого эффекта есть $\lambda = \sqrt{Rh}$ (R — радиус кривизны *пологой* обечайки; $2h$ — толщина стенки обечайки), тогда участок обечайки можно рассматривать как предварительно изогнутую пластину [5]. Это значит, что срединная поверхность обечайки приближенно отождествляется с плоскостью, касательной к срединной поверхности в ее недеформированном состоянии. Проецируя выделенный элемент на эту плоскость, получим расчетную модель (рис. 2, *а*).

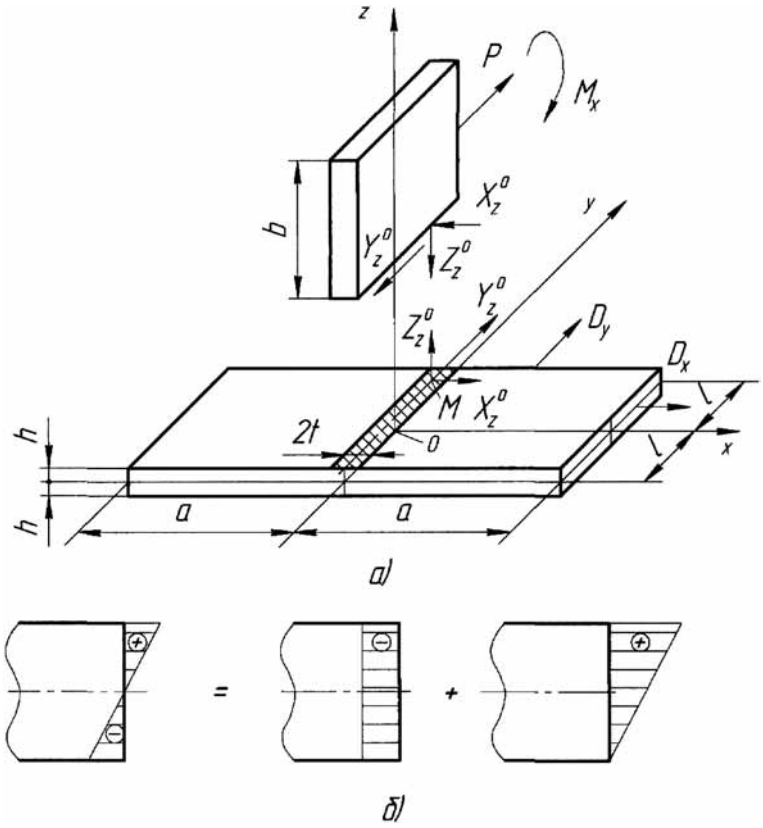

Рис. 2. Подкрепленный элемент обечайки под действием усилий:

а — P — внешняя нагрузка, приложенная к торцам ребра и D_x, D_y — к кромкам элемента обечайки; M_x — момент сил относительно оси x; X_z^0, Y_z^0, Z_z^0 — внутренние усилия (компоненты напряжения) в произвольной точке M зоны контактного взаимодействия ребра и обечайки; *б* — эквивалентное представление асимметричных усилий чистого изгиба ребра под действием M_x в виде суммы равномерно распределенных и линейных усилий

Воспользуемся прямоугольной системой координат $O\,x, y, z$, оси x, y которой совпадают с осями симметрии срединой плоскости обечайки, а ось z нормальна к ней (рис. 2, *а*). Пусть широкая прямоугольная пластина (элемент расправленной обечайки) толщиной $2h$, длиной $2l$, шириной $2a$ подкреплена на расстоянии $x = 0$ прямоугольным ребром жесткости длиной $2l$, высотой b и толщиной $2t$. Ребро и обечайка изготовлены из одного материала. К торцам ребра приложены усилие P и момент M_x в плоскости наибольшей жесткости ребра, к кромкам элемента обечайки — нагрузка интенсивностью D_x и D_y.

В произвольной точке M поверхности контакта ребра с обечайкой (заштрихованный прямоугольник) действуют компоненты тензора напряжения $X_z(x, y, h)$, $Y_z(x, y, h)$ и $Z_z(x, y, h)$. Здесь X_z, Y_z — касательные и Z_z — нормальные напряжения (положительного знака), действующие соответственно в направлении осей x, y, z на площадке с нормалью в направлении оси z (нижний индекс). Эти компоненты могут рассматриваться как внешние усилия $X_z^0(x, y)$, $Y_z^0(x, y)$ и $Z_z^0(x, y)$, эквивалентные действию условно отсоединенного ребра. Из условия равновесия следует, что каждая группа усилий является самоуравновешенной и поэтому может рассматриваться независимо от других.

Очевидно, что усилия $Z_z^0(x, y)$ вызывают изгиб обечайки. Ограничимся случаем, когда ее толщина значительно меньше высоты ребра ($2h \ll b$) и, следуя Карману [6], пренебрегаем изгибом обечайки. Пусть, кроме того, жесткость ребра EI_{x1} (E — модуль упругости, I_{x1} —момент инерции сечения относительно центральной оси x_1, параллельной Ox), значительно больше жесткости EI_{z1} относи-

тельно центральной оси z_1, параллельной Oz. Тогда, как и в работах [3, 6], пренебрегаем жесткостью EI_{z1} и соответственно принимаем $X_z^0 \approx 0$, а напряженное состояние ребра считаем плоским. Кроме того, принятые допущения позволяют рассматривать напряженное состояние обечайки как обобщенно плоское со средними значениями (по толщине) нормальных X_x, Y_y и касательных напряжений $X_y = Y_x$ [2]. Без учета изгибающих моментов перенесем усилия $Y_z(x, y, h)/2h$ на прямоугольник $(-t \leqslant x \leqslant t)$, $(-l \leqslant y \leqslant l)$, срединной плоскости $z = 0$ и будем рассматривать их как компоненту объемных сил $Y(x, y) = Y_z(x, y, h)/2h$.

Таким образом, соотношения принимают вид уравнений равновесия плоской задачи. Это позволяет ограничиться рассмотрением напряженно-деформированного состояния в точках срединной плоскости обечайки и совместить с ней нижнюю грань ребра.

Граничные условия и условия симметрии задачи имеют следующий вид.

Для ребра с учетом замены P и M_x усилиями (рис. 2, *б*), изменяющимися линейно по z,:

$$Z_z^r(y, 0) = 0,\ Z_z^r(y, b) = 0,\ Y_z^r(y, b) = 0\ (0 \leqslant y \leqslant l);$$

$$Y_z^r(y, 0) = Y_z^0(y)\ (0 \leqslant y \leqslant l);$$

$$Y_y^r(l, z) = D + D^{(2)}z,\ Z_y^r(l, z) = 0\ (0 \leqslant z \leqslant b);$$

$$Y_z^r(0, z) = 0,\ u_y^r(0, z) = 0\ (0 \leqslant z \leqslant b);$$

для элемента обечайки:

$$X_x(a, y) = D_x,\ X_y(a, y) = 0\ (0 \leqslant y \leqslant l);$$

$$Y_y(x, l) = D_y,\ X_y(x, l) = 0\ (0 \leqslant x \leqslant a);$$

$$u_x(0, y) = 0,\ X_y(0, y) = 0\ (0 \leqslant y \leqslant l);$$

$$u_y(x, 0) = 0,\ X_y(x, 0) = 0\ (0 \leqslant x \leqslant a),$$

здесь:

$$D = D^{(1)} - D^{(2)}b/2,\ D^{(1)} = P/2tb,\ D^{(2)} = 6M_x/tb^3;$$

с индексом r обозначены компоненты, относящиеся к ребру; u_x, u_y — проекции перемещения точки деформируемого тела соответственно на оси x и y. Выше касательные усилия $Y_z^0(y)$ представлены как функция одной переменной y на основании принципа Сен-Венана. Исходя из физического смысла, допустимо разложение в ряд Фурье:

$$Y_z^0(y) = \sum_{n = 1, 3, \ldots} B_n \sin\beta_n y,\ \beta_n = n\pi/2l,\ (-l \leqslant y \leqslant l),$$

где B_n — неизвестные коэффициенты.

Условие соединения ребра с обечайкой принимаем в виде равенства проекций перемещений ребра u_y^r и обечайки u_y на ось $O\,y$, т. е.

$$u_y^r(y, 0) = u_y(0, y)\ (-l \leqslant y \leqslant l).$$

В такой постановке задача теории упругости для асимметрично подкрепленной монолитной панели рассмотрена в работе [1]. Приведем основные результаты, которые применим для анализа поля напряжений элемента обечайки.

Плоская задача для пластины с объемными силами. Как известно [6], при наличии компоненты $Y(x, y)$ объемных сил уравнения равновесия удовлетворяются, если функция напряжений $F(x, y)$ связана с компонентами напряжения зависимостями:

$$X_x(x, y) = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2},\ X_y(x, y) = -\frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y},$$

$$Y_y(x, y) = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} + V(x, y),$$

здесь функция $V(x, y) = -\int Y(x, y)dy$.

Компоненты перемещения определяются по известным формулам [6]. Общее решение $F(x, y)$ принимается в виде суммы частного решения $\psi(x, y)$ и решения однородного (бигармонического) уравнения — $\varphi(x, y)$, т. е.:

$$F(x, y) = \psi(x, y) + \varphi(x, y).$$

Частное решение принято в форме двойного ряда Фурье:

$$\psi(x, y) = \\ = \frac{1}{2h} \sum_{m, n = 1, 3, \ldots} \frac{A_m B_n}{\beta_n} \frac{(\alpha_m^2 - \sigma\beta_n^2)}{(\alpha_m^2 + \beta_n^2)^2} \cos\alpha_m x \cos\beta_n y,$$

где $A_m = (2t/a)\cos\alpha_m c$ при $c = 0$, $\alpha_m = m\pi/2a$; σ — коэффициент Пуассона.

Бигармоническая функция принята в виде:

$$\varphi(x, y) = \frac{1}{2} D_y x^2 + \sum_{m = 1, 3, \ldots} C_n \frac{H_1(\alpha_n, y)}{\alpha_n H_1'(\alpha_n, l)} \cos\alpha_n x,$$

$$H_1(\alpha_n, y) = l\mathrm{sh}\alpha_n l\mathrm{ch}\alpha_n y - y\mathrm{sh}\alpha_n y\mathrm{ch}\alpha_n l,\ H_1' = dH_1/dy,$$

здесь B_n, C_n — коэффициенты, подлежащие определению; sh, ch — гиперболические функции синус и косинус.

Построенная таким образом функция $F(x, y)$ удовлетворяет условиям симметрии и граничным условиям для нормальных напряжений X_x и Y_y — точно, а для касательных $X_y(a, y)$ — интегрально. Условия для $X_y(x, l) = 0$ и $u_y^r(y, 0) = u_y(0, y)$ выполняются при вполне определенных значениях коэффициентов B_n, C_n из совокупности двух бесконечных систем уравнений:

$$X_n = \sum_{k = 1, 3, \ldots} c_{nk} Z_k,$$

$$f_n Z_n = \sum_{k = 1, 3, \ldots} e_{nk} X_k + r_n \quad (n = 1, 3, \ldots);$$

где $X_n = C_n/l\lambda(\alpha_n l)$; $Z_n = B_n$; $\lambda(\alpha_n l) = \mathrm{th}(\alpha_n l) + \alpha_n l/\mathrm{ch}^2(\alpha_n l)$; $c_{nk} = A_n \varphi_{nk}[\sin(k\pi/2)]/l\lambda(\alpha_n l)$;

$$e_{nk} = 8h\varphi_{kn}\beta_n[\sin(n\pi/2)]/\alpha_k;\ \varphi_{nk} = \frac{\alpha_n(\alpha_n^2 - \sigma\beta_n^2)}{2h(\alpha_m^2 + \beta_n^2)^2};$$

$$f_n = \frac{2\beta_n b - \mathrm{sh}2\beta_n b}{\mathrm{sh}^2\beta_n b - \beta_n^2 b^2} - \frac{(1 + \sigma)\beta_n}{2h} \sum_{m = 1, 3, \ldots} A_m \times$$

$$\times \frac{2\alpha_m^2 + (1 - \sigma)\beta_n^2}{(\alpha_m^2 + \beta_n^2)^2};$$

$r_n = 2\Delta D[\sin(n\pi/2)]/\beta_n l$; $\Delta D = D_y - D - \sigma D_x$.

Совокупность подстановкой сводится к одной бесконечной системе линейных алгебраических уравнений [4]:

$$Z_n = \sum_{j = 1, 3, \ldots} M_{nj} Z_j + N_n \ (n = 1, 3, \ldots).$$

Здесь коэффициенты M_{nj} при неизвестных Z_j:

$$M_{nj} = \sum_{k = 1, 3, \ldots} e_{nk} c_{kj}/f_n;$$

свободные члены: $N_n = r_n/f_n$.

Можно доказать, что бесконечная система имеет единственное решение. Как известно, получение окончательных результатов с помощью двойных рядов связано с большим объемом вычислений. В связи с этим представляет интерес решение в одинарных рядах. С учетом гипотезы постоянства напряжений по толщине ребра и значения коэффициентов Фурье A_m двойные ряды для компонент напряжения $X_x^{(1)}$, $Y_y^{(1)}$ и $X_y^{(1)}$, соответствующие частному решению $\psi(x, y)$, суммируются аналогично задаче об изгибе пластинки под действием сил, распределенных по линии [7]. Суммирование приводит к следующему результату:

$$X_x^{(1)} = \frac{\gamma}{4} \sum_{n = 1, 3, \ldots} Be^{-u}[\sigma(1 + u) + u - 1]\cos\beta_n y,$$
$$(0 \leqslant x \leqslant a);$$

$$Y_y^{(1)} = \frac{\gamma}{4} \sum_{n = 1, 3, \ldots} B_n e^{-u}[(2 + \sigma)(1 - u) + u + 1]\cos\beta_n y,$$
$$(0 \leqslant x \leqslant a);$$

$$X_y^{(1)} = \frac{\gamma}{4} \sum_{n = 1, 3, \ldots} B_n e^{-u}[(1 + \sigma)u - 2]\sin\beta_n y,$$
$$(0 < x \leqslant a),$$

где $\gamma = t/h$; $u = \beta_n x$.

Из формул следует, что компоненты напряжения и перемещения зависят от отношения $\gamma = t/h$. Аналогичный вывод получен для случая подкрепления пластины вдоль кромок [2]. Следовательно, у обечаек с одинаковым отношением толщины ребра $2t$ к толщине обечайки $2h$ и прочих равных условиях напряженно деформированные состояния идентичны.

Подкрепление профилированным ребром. Обобщим решение для элемента обечайки, усиленной высоким профилированным ребром. Пусть профилированное ребро (рис. 3) имеет в контактной зоне толщину $2t$, площадь поперечного сечения S, расстояние до центра масс сечения z_o, момент инерции сечения J_{x1} относительно центральной

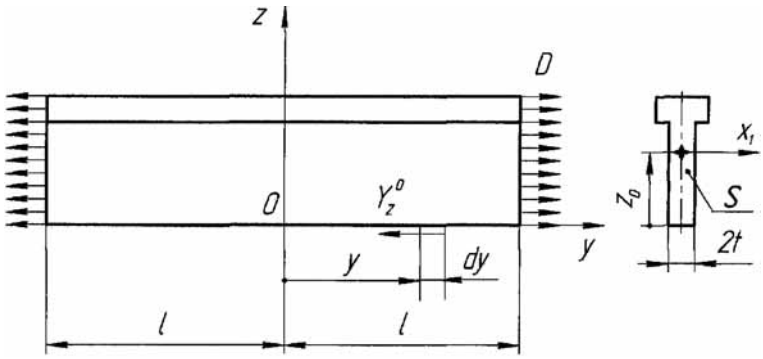

Рис. 3. Профилированное ребро под действием внешней распределенной нагрузки *D* и касательных напряжений Y_z^0:

$2t$ — толщина ребра, равная ширине контактной зоны; S — площадь сечения; x_1 — центральная ось, параллельная основанию нормального сечения; z_0 — расстояние до центра масс

оси x_1, параллельной оси x. Рассмотрим ребро как стержень, на площадку $2tdy$ которого действует сила:

$$dF = -2t\,Y_z^0(y)dy \text{ или}$$

$$dF = -2t \sum_{n=1,3,\ldots} B_n \sin\beta_n y dy.$$

В ребре возникают напряжения растяжения:

$$Y_y^p = D + \frac{1}{S}\int_y^l dF \text{ или}$$

$$Y_y^p = D - \frac{2t}{S}\sum_{n=1,3,\ldots}\frac{B_n}{\beta_n}\cos\beta_n y dy,$$

а под действием момента:

$$M_{x1} = \int_y^l dMx_1 = -2tz\sum_{n=1,3,\ldots}\frac{B_n}{\beta_n}\cos\beta_n y,$$

напряжения изгиба:

$$Y_y^u\Big|_{z=0} = -\frac{2tz_0^2}{J_{x1}}\sum_{n=1,3,\ldots}\frac{B_n}{\beta_n}\cos\beta_n y.$$

Тогда с учетом определенных напряжений Y_y^p и $Y_y^u\Big|_{z=0}$ для проекции перемещения $u_y^r(y, 0)$ нижней грани ребра имеем соотношение:

$$u_y^r(y, 0) = \frac{1}{E}(Dy - 2t\omega)\sum_{n=1,3,\ldots}\frac{B_n}{\beta_n^2}\sin\beta_n y.$$

Здесь комплекс $\omega = (1/S) + (z_o^2/J_{x1})$. Если аналогичным образом определить $u_y^r(y, 0)$ для стержня прямоугольного сечения, то получим:

$$u_y^r(y, 0) =$$

$$= \frac{1}{E}(Dy - 4/b)\sum_{n=1,3,\ldots}\frac{B_n}{\beta_n^2}\sin\beta_n y.$$

Тогда, исходя из равенства проекций перемещений $u_y^r(y, 0)$ для профилированного ребра и прямоугольного, определим эквивалентную высоту прямоугольного ребра $b^o = 2/t\omega$, соответствующего по жесткости профилированному. При этом его толщина равна ширине контактной зоны профилированного ребра $2t$.

Таким образом, для расчета элемента обечайки с профилированным ребром достаточно иметь данные о напряженно-деформированном состоянии обечайки с прямоугольным ребром с эквивалентной высотой b^0 и толщиной $2t$. Отметим также, что для прямоугольного стержня под действием касательных усилий $Y_z^0(y)$ напряжение изгиба $Y_y^u\Big|_{z=0}$ в три раза превышает соответствующую составляющую напряжения растяжения Y_y^p в произвольно выбранной точке нижней грани. Это очевидно из отношения соответствующих множителей $(2tz_o^2/J_{x1})/(2t/S)$ перед рядами (для прямоугольного сечения отношение равно трем). Отсюда следует вывод о необходимости учета изгиба ребра.

Численная реализация. На ЭВМ вычислялись напряжения X_x, Y_y и X_y в 120 точках четверти элемента обечайки (с учетом осевой симметрии). Машинное время — 5 минут. При этом в рядах, дающих решение, удерживалось 50 членов. Соответственно система линейных алгебраических уравнений ограничивалась 50 уравнениями. После ее решения методом Гаусса с выбором главного элемента проверялось выполнение граничных условий.

Численные результаты получены для модели из материала с коэффициентом Пуассона $\sigma = 0{,}33$

при относительных размерах $a/a = 1$; $b/a = 0{,}3$ для случаев: $l/a = 0{,}5$; $l/a = 3$; $\gamma = 2$ и $\gamma = 1$.

Рассматривалось нагружение модели по торцам ребер усилиями D при отсутствии нагрузки по боковым граням элемента обечайки, то есть $D_x = D_y = 0$. Для придания безразмерной формы компоненты напряжения X_x, Y_y и X_y отнесены к исходным распределенным усилиям (напряжениям) D. При этом исходная нагрузка будет равна $D/D = 1$, а по отношению к ней оценивается поле безразмерных напряжений обечайки. Граничные условия для X_y/D удовлетворялись с погрешностью, не превышающей 2 % по отношению к исходным усилиям $D/D = 1$. В точке ($x = 0$, $y = l$) и ее окрестности погрешность возрастает. Граничные условия для нормальных напряжений выполняются автоматически с помощью принятой функции напряжений. На рис. 4 изображены графики зависимостей безразмерных напряжений в обечайке (Y_y/D — окружных или тангенциальных, X_x/D — осевых, X_y/D — касательных) от относительных координат x/a и y/l при $\gamma = 2$, $b/a = 0{,}3$; $l/a = 0{,}5$. Окружные напряжения скачкообразно возрастают до значения $Y_y/D = 0{,}45$ при $y/l = 0{,}95$ (на рис. 4, *а* не показано). Они достигают максимального значения $Y_y/D = 0{,}57$ вблизи боковой грани ($y/l = 0{,}9$). При $y/l = 0{,}8$ и менее напряжения уменьшаются; происходит выравнивание их по ширине обечайки, не достигая постоянного значения вплоть до середины пластины $y/l = 0$. Осевые безразмерные напряжения X_x/D не вносят существенного вклада в напряженное состояние (рис. 4, *б*), а касательные X_y/D (рис. 4, *в*) наоборот, влияют на передачу усилий от ребра к обечайке. Максимальные, постоянные по x/a, напряжения $Y_y/D = 0{,}57$ (рис. 5, залитая эпюра) можно получить расчетом по элементарной теории изгиба, если размер $2a$ заменить приведенной длиной $2l_e = 0{,}12a$. Таким образом, вследствие концентрации напряжений вблизи боковой грани, эффективная длина стенки обечайки $2l_e$ будет равна 12 % полушага a или 6 % от шага $2a$. Вместе с тем, в литературе [8] приводятся данные о протяженности участка обечайки, вводимые при расчете в поперечное сечение кольца жесткости: по 15 толщин стенки обечайки с каждой стороны от стенки усиливающего элемента.

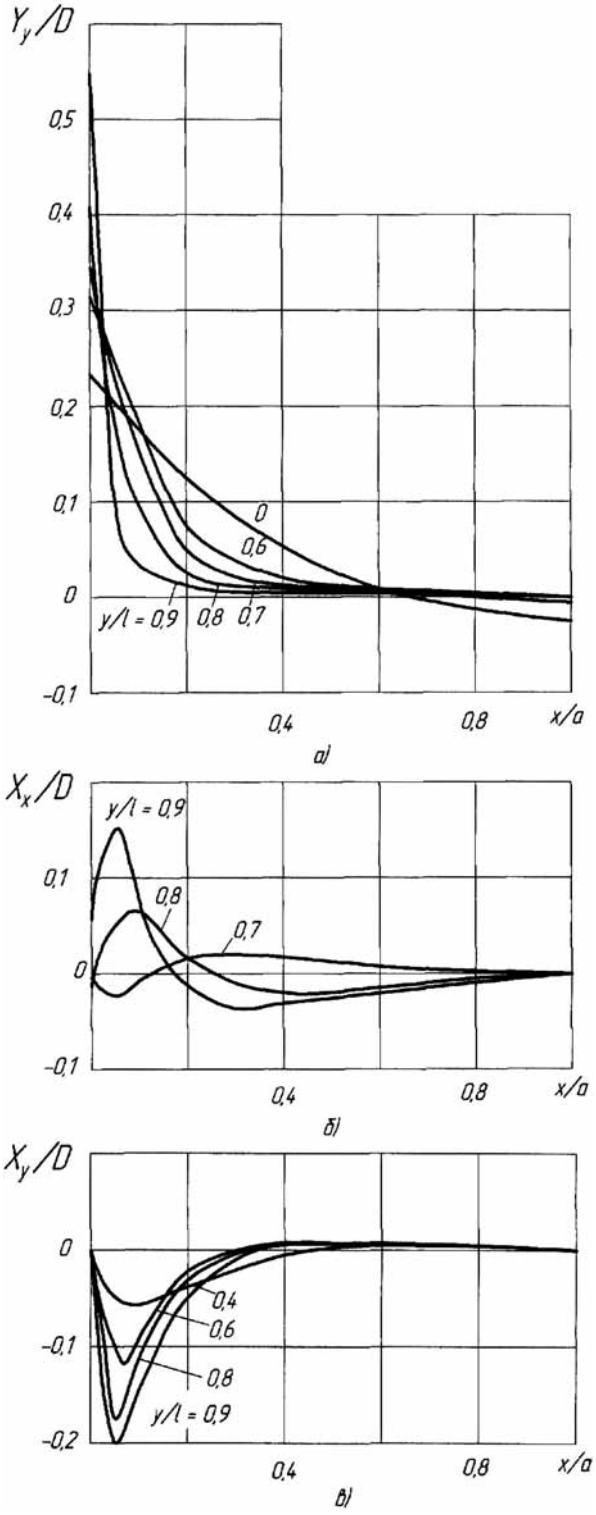

Рис. 4. Зависимость безразмерных напряжений в элементе обечайки с параметрами $\gamma = 2$ и $l/a = 0{,}5$ от относительных координат x/a, y/l:

а — окружных (тангенциальных) напряжений Y_y/D; *б* — осевых X_y/D; *в* — касательных X_y/D

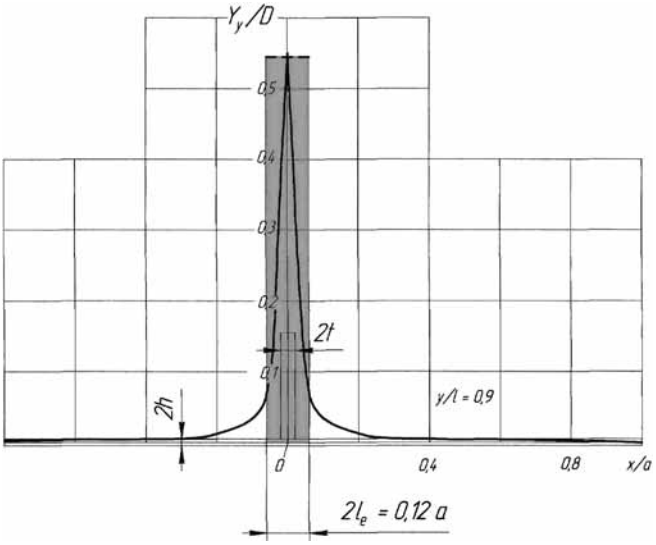

Рис. 5. Эффективная длина стенки обечайки $2l_e$ соответствует максимальному напряжению, определенному по элементарной теории изгиба (залитая эпюра) и точному решению (сплошная кривая линия)

Однако при этом не учитывается вышеприведенная зависимость напряжений в обечайке от отношения толщины стенки усиливающего кольца к толщине обечайки, т. е. $\gamma = t/h$.

Промышленная применимость. Изложенные результаты реализованы при расчете эффективного момента инерции усиливающих колец автоцистерны (свидетельство на полезную модель [9]). Это позволило уменьшить на 20 % массу усиливающих колец и оптимизировать толщину стенки обечайки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Бабурченков, М. Ф.** Асимметрично подкрепленная монолитная панель [Текст] / М. Ф. Бабурченков // Известия высших учебных заведений. Строительство и архитектура. — Новосибирск: Новосибирский инж.-строит. ин-т, 1980. — № 4. — С. 41—45.
2. **Бабурченков, М. Ф.** Напряженно-деформированное состояние прямоугольной пластины, подкрепленной вдоль кромок [Текст] / М. Ф. Бабурченков, Н. М. Бородачев // Известия АН СССР. Механика твердого тела. — М.: Наука, 1979. — № 4. — С. 162—169.
3. **Bartuszat, D.** Beitrag zur Spannungsermittlung an Blechfeldern mit eingeschweißter Aussteifung [Text] / Dieter Bartuszat // ZIS (Zentralinstitut für Schweißtechnik) — Mitteilung. — Leipzig: VEB Fachbuchverlag, 1975. — Band 17, № 9. — S. 1025—1031.
4. **Канторович, Л. В.** Приближенные методы высшего анализа [Текст] / Л. В. Канторович, В. И. Крылов. — М.—Л.: Физматгиз, 1962.
5. **Работнов, Ю. Н.** Механика деформируемого твердого тела [Текст] / Ю. Н. Работнов. — М.: Наука, 1979.
6. **Тимошенко, С. П.** Теория упругости [Текст] / С. П. Тимошенко, Дж. Гудьер. — М.: Наука, 1975. — Пер. кн.: Timoshenko S. P., Goodier J. N. Theory of Elasticity. — New York: McGraw-Hill, 1970.
7. **Тимошенко, С. П.** Пластинки и оболочки [Текст] / С. П. Тимошенко, С. Войновский — Кригер. — М.: Физматгиз, 1963. — Пер. кн.: Timoshenko S. P., Woinowsky — Kriger S. Theory of plates and shells. 2 edition. — New York — Toronto — London: McGraw-Hill, 1959.
8. **Фентон, Дж.** Несущий каркас кузова автомобиля и его расчет [Текст] / Дж. Фентон. — М.: Машиностроение, 1984. — Пер. кн.: Fenton John. Vehicle body layout and analysis. — London: Mechanical Engineering Publications, 1980.
9. **Свидет. на ПМ № 27819 RU, МПК B 65 D 88 / 12, B 60 P 3 / 22.** Автоцистерна [Текст] / М. Ф. Бабурченков, Ж. Ж. Краснухина, А. В. Масягин и др. — 2001109719/20; заявл. 12.04.2001; опубл. 20.02.2003, Бюл. № 5. — 1 с.

Японские технологии на "КАМАЗе"

В цехе литейной оснастки литейного завода начался монтаж нового оборудования. Японский обрабатывающий центр с ЧПУ OKUMA предназначен для производства оснастки по проекту "Евро-4", а также для изготовления пресс-форм для производства цветного литья.

К неоспоримым достоинствам этой техники следует отнести относительно компактные размеры, оснащенность новейшей системой ЧПУ (с точностью обработки до шести микрон), автоматическую смену фрезерных инструментов, низкую энергоемкость, а также удобство и простоту в управлении.

УДК 621.436.038

В. А. Марков, д-р техн. наук, проф., **С. А. Тарантин,** инж., МГТУ им. Н. Э. Баумана,
С. Н. Девянин, д-р техн. наук, проф., МГАУ им. В. П. Горячкина
E-mail: markov@power.bmstu.ru

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВОДОТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ

Рассмотрена возможность использования водотопливных эмульсий в качестве топлива для дизелей. Приведена конструкция эмульгирующего устройства, используемого для получения водотопливной эмульсии. Проведен анализ физико-химических свойств исследуемых водотопливных эмульсий. Представлены результаты экспериментальных исследований дизеля Д-245.12С, работающего на дизельном топливе и водотопливных эмульсиях различного состава.

Ключевые слова: *дизель, дизельное топливо, водотопливная эмульсия.*

Постоянно ужесточающиеся требования к экологическим показателям двигателей внутреннего сгорания приводят к необходимости реализации новых способов снижения токсичности отработавших газов (ОГ) [1]. В дизелях основными токсичными компонентами ОГ являются оксиды азота и сажа, причем на долю оксидов азота приходится до 95 % суммарной токсичности ОГ дизеля [2]. При этом около 42 % выбросов оксидов азота в атмосферу приходится на автомобильный транспорт [3]. При выборе мероприятий, обеспечивающих снижение токсичности ОГ, особую значимость имеют мероприятия, обеспечивающие уменьшение образования оксидов азота в камере сгорания (КС) дизеля.

В камере сгорания дизеля химически инертный в нормальных условиях азот при повышенных давлениях и температурах выше 2000 К реагирует с кислородом воздуха с образованием преимущественно монооксида азота NO. При температурах ниже 650—700 К монооксид азота NO окисляется до диоксида NO_2. На большинстве эксплуатационных режимов быстроходных дизелей температура ОГ сохраняется, как правило, выше указанных значений, поэтому из оксидов азота NO_x, содержащихся в ОГ дизелей, 80—90 % объема приходится на монооксид NO и 10—20 % — на диоксид NO_2. Содержание других газообразных оксидов азота (N_2O, N_2O_3, N_2O_4, N_2O_5) в ОГ ничтожно мало [2].

Поскольку образование монооксида азота в КС происходит с поглощением теплоты, определяющее влияние на эмиссию этого токсичного компонента оказывает температура сгорания. Поэтому для снижения содержания оксидов азота в ОГ дизелей необходимо снижать максимальные температуры сгорания. Это достигается при использовании в качестве топлива для дизелей эмульгированных топлив — эмульсий дизельного топлива и воды (водотопливных эмульсий) [4].

Применение воды в рабочем процессе тепловых двигателей началось почти одновременно с их появлением. Еще в 1864 г. во Франции Гюгон для улучшения работы двигателя Ленуара подавал воду в горючую смесь [4]. В 30-е годы XX века впрыск воды использовался в быстроходных двигателях для обеспечения возможности повышения степени сжатия (предотвращения детонационного сгорания), увеличения мощности, снижения температуры деталей двигателя. В СССР тракторные двигатели работали в 30-х годах с использованием воды в топливе [5]. В послевоенные годы возрос интерес к использованию воды в виде водно-топливных эмульсий, открывающих более широкие перспективы, нежели в случае применения чистой воды только как депрессивной среды. При этом основное внимание уделялось возможности повышения экономичности двигателя и уменьшения токсичности ОГ.

Этот способ улучшения показателей работы ДВС реализуется как в бензиновых двигателях, так и в дизелях [4]. В обоих случаях на большинстве эксплуатационных режимов улучшаются процессы

смесеобразования и сгорания, уменьшается эмиссия оксидов азота, значительно снижается теплонапряженность деталей двигателя. Вместе с тем, при подаче воды в цилиндры бензинового двигателя в ряде случаев отмечается ухудшение некоторых его показателей. В частности, на режимах с частичной нагрузкой чрезмерное охлаждение рабочей смеси за счет испарения воды приводит к недостаточной гомогенизации смеси, ухудшению качества рабочего процесса, увеличению продолжительности разгона автомобиля. Лучшие результаты дает подача воды в цилиндры дизельных двигателей, в которых обеспечивается качественное смесеобразование и заметно снижается дымность ОГ.

Таким образом, подача в КС некоторого количества воды — один из эффективных методов улучшения экономических и экологических показателей дизельных двигателей [6,7,8]. В настоящее время подача воды в цилиндры достаточно широко применяется в судовых дизелях [9—12]. Впрыскивание водотопливных эмульсий позволяет решить проблемы повышения эксплуатационной топливной экономичности энергетической установки, улучшения ее экологических показателей, снижения тепловой напряженности, облегчить использование вязких сортов топлива. Проводятся исследования по использованию водотопливных эмульсий в тепловозных и стационарных дизелях [13, 14]. Исследования особенностей применения эмульгированных топлив в дизелях ведутся и за рубежом [14—20]. Возросший интерес к подаче воды в цилиндры быстроходных автотракторных дизелей обусловлен возможностью заметного улучшения показателей токсичности их ОГ [21, 22].

Для оценки возможности улучшения экологических показателей современного отечественного транспортного дизельного двигателя проведены экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5), выпускаемого Минским моторным заводом. В этом дизеле применена камера сгорания типа ЦНИДИ с объемно-пленочным смесеобразованием. Двигатель был оснащен топливной системой, которая включала ТНВД фирмы Motorpal (Чехия) типа PP4M10U1f с диаметром плунжеров $d_{пл} = 10$ мм и их полным ходом $h_{пл} = 10$ мм, топливопроводы высокого давления с внутренним диаметром 2,0 мм и длиной $L_т = 540$ мм и форсунки ФДМ-22 производства АО "Куроаппаратура" (Литва), которые были отрегулированы на давление начала впрыскивания $p_{фо} = 21{,}5$ МПа. Суммарная эффективная площадь распылителей составляла $\mu_р f_р = 0{,}25$ мм^2.

Целью исследований являлась оценка показателей топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля при его работе на эмульгированных топливах различного состава. Дизель типа Д-245.12С испытывался на чистом дизельном топливе (ДТ) и на эмульсиях ДТ и воды с содержанием последней до 15 % по объему.

Для получения эмульсий ДТ и воды использовано эмульгирующее устройство (рис. 1) [23]. Оно включает основание *1* в виде массивной плиты, на которой закреплены четыре направляющие стойки *2*, выполненные в виде прутков, с нарезанной всей длине метрической резьбой. Реактор *3* выполнен в виде цилиндрической емкости с верхней *4* и нижней *5* крышками. Каждая из крышек снабжена патрубком *6*, предназначенными для впуска и выпуска реакционных сред. Нижняя крышка *5*

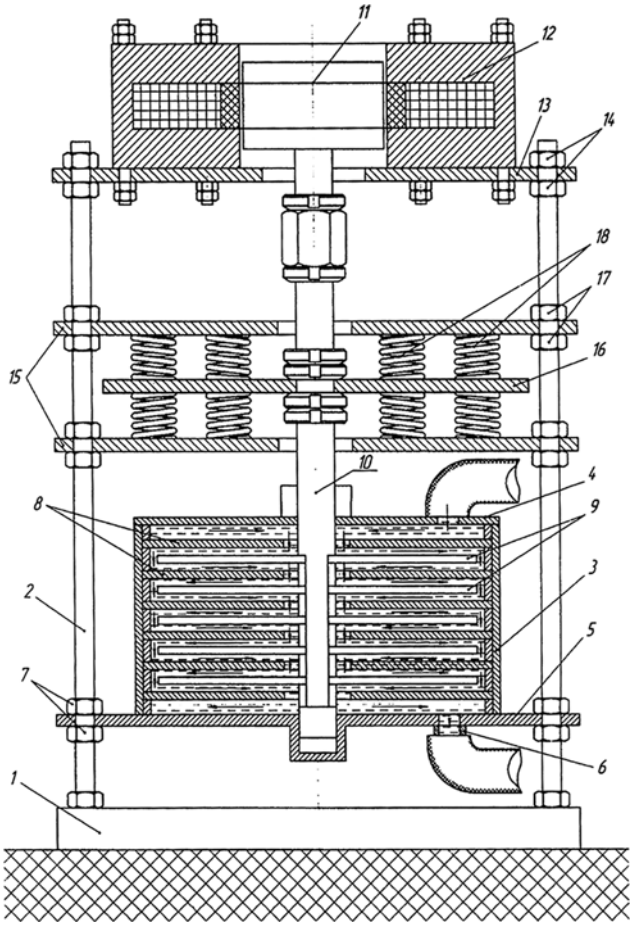

Рис. 1. Схема эмульгирующего устройства:

1 — основание; *2* — направляющие стойки; *3* — реактор; *4* — верхняя крышка; *5* — нижняя крышка; *6* — патрубок; *7, 14, 17* — гайки; *8* — неподвижные диски; *9* — подвижные диски; *10* — шток; *11* — якорь электромагнитного двигателя; *12* — статор электромагнитного двигателя; *13* — фланец; *15* — внешние диски; *16* — внутренний диск; *18* — пружины

имеет фланец, выходящий за габарит реактора *3*, с четырьмя отверстиями для стоек *2*. Фиксация реактора *3* осуществляется с помощью гаек *7*. В реакторе *3* установлен ряд чередующихся неподвижных *8* и подвижных *9* дисков. Последние посредством штока *10* связаны с якорем *11* электромагнитного двигателя, статор *12* которого посредством фланца *13* связан со стойками *2* с помощью гаек *14*. Между якорем *11* и реактором *3* на стойках *2* смонтированы три параллельных диска: внешние — *15* и внутренний — *16*. Внешние диски фиксируются на стойках *2* с помощью гаек *17*, а внутренний диск закреплен на штоке *10* на равном расстоянии от внешних дисков. В промежутках между дисками установлены пружины *18*, в совокупности с дисками образующие упругую систему устройства.

Эмульгирующее устройство работает следующим образом. Через верхний патрубок 6 (см. рис. 1) в реактор вводятся среды, подлежащие перемешиванию — ДТ и вода. При поступлении их в реактор включается электромагнитный двигатель, якорь *11* которого совершает колебательные движения с заданной частотой и амплитудой. Они определяют свойства получаемой водотопливной эмульсии. Колебательные движения якоря *11* через шток *10* передаются на подвижные диски *9*, которые перемещаются между неподвижными ними *8*, изменяя объем пространства между дисками. Это вызывает попеременное растяжение и сжатие сред, находящихся между дисками, их турбулизацию и возбуждение в средах кавитационных пузырьков. Такой процесс способствует тщательному перемешиванию ДТ и воды. Для снижения энергоемкости процесса перемешивания, расчетным или экспериментальным методами определяется частота собственных колебаний подвижной части устройства, регулируемая затяжкой пружин *18* упругой системы. За счет перемещения внешних дисков *15* относительно внутреннего диска *16* осуществляется корректировка собственной частоты колебаний подвижной части устройства. Приближая ее к фиксированной частоте вынуждающей силы, развиваемой якорем *11*, добиваемся резонансного режима работы устройства. Размещение устройства на направляющих стойках с возможностью перемещения его основных узлов значительно облегчает сборку устройства и осуществление различных регулировок. Можно изменять расстояние между подвижными и неподвижными дисками в реакторе, регулировать магнитный зазор между якорем и статором электромагнитного двигателя и пр.

Для получения стойких эмульсий этих компонентов применен эмульгатор — алкенилсукцинимид мочевины (СИМ), производимый по ТУ 38.1011039—85. Он представляет собой вязкую, прозрачную, растворимую в углеводородах жидкость, светло-коричневого цвета. Содержание эмульгатора в эмульгированных топливах не превышало 0,5 % (по массе). Полученные эмульсии были достаточно стабильны: их расслоение на две фракции происходило лишь после нескольких недель хранения. При этом первоначальные вид и свойства эмульсии восстанавливались путем ее простого взбалтывания. Физико-химические свойства исследуемых топлив приведены в табл. 1.

При определении низшей теплоты сгорания эмульсий применялась эмпирическая формула Д. И. Менделеева в виде [4]:

$$H_U = [81\,C + 246\,H - 26\,(O—S) - 6\,W]4{,}1868,\ кДж/кг$$

где C, H, O, S, W — содержание углерода, водорода, кислорода, серы, и воды W % (по массе). Фор-

Таблица 1

Физико-химические свойства дизельного топлива, воды и эмульгированных топлив

Физико-химические свойства	ДТ	Вода	92,5 % ДТ + 7,5 % воды	85,0 % ДТ + 15,0 % воды
Плотность при 20 °С, кг/м^3	830	998,2	842,6	855,2
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм^2/с	3,8	1,006	—	—
Коэффициент поверхностного натяжения σ при 20 °С, мН/м	27,1	72,7	—	—
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	—	39,3	36,1
Цетановое число	45	—	—	—
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,3	—	11,51	10,89
Содержание, % по массе				
C	87,0		80,5	74,0
H	12,6		11,6	10,7
O	0,4		0,4	0,3
H_2O	0	100	7,5	15,0
S	0,200	0	0,185	0,170

мула, записанная по массе C, H, O, S, W в эмульгированном топливе, принимает вид:

$$H_U = 33913\ C + 102995\ H - 10886\ O + 10886\ S - 2512\ W,\ кДж/кг.$$

Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, определялось из выражений [4]:

$$L_o = (1/0{,}21) \cdot (C/12 + H/4 - O/32),$$

кмоль воздуха/кг топлива;

и

$$l_o = L_o \mu_в,\ кг\ воздуха/кг\ топлива,$$

где $\mu_в = 28{,}93$ — молекулярная масса воздуха.

Испытания дизеля Д-245.12С проведены на моторном стенде АМО ЗИЛ, оборудованном необходимой измерительной аппаратурой. Дымность ОГ измерялась с помощью ручного дымомера МК-3 фирмы Hartridge (Великобритания) с погрешностью измерения ±1 %. Концентрации NO_x, CO, CH_x в ОГ определялись газоанализатором SAE-7532 японской фирмы YANACO с погрешностями измерения ±1 %.

Программа исследований дизеля Д-245.12С предусматривала его работу на различных установившихся режимах, с частотой вращения коленчатого вала n от 850 до 2400 мин$^{-1}$ и нагрузкой — эффективным крутящим моментом дизеля M_e от 0 до 360 Н · м. Дизель исследовался при неизменном положении упора дозирующей рейки ТНВД (упора максимальной подачи топлива) с постоянным штатным для исследуемого дизеля установочным углом опережения впрыскивания топлива, равным θ = 13° п. к. в. до ВМТ. На первом этапе исследования проведены на режимах внешней скоростной характеристики дизеля в диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя n от 1000 до 2400 мин$^{-1}$. Затем были определены показатели дизеля при его работе на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла Правил 49 ЕЭК ООН.

Результаты экспериментальных исследований дизеля Д-245.12С на режимах внешней скоростной характеристики, приведены на рис. 2. Эти данные свидетельствуют о том, что перевод дизеля с ДТ на эмульгированные топлива не приводит к существенному изменению часового расхода топлива $G_т$ (за исключением режимов с низкой частотой вращения — при n < 1400 мин$^{-1}$). Но при этом из-за пониженного содержания горючих компонентов (углерода C и водорода H) в эмульгированных топливах при их использовании показатели мощно-

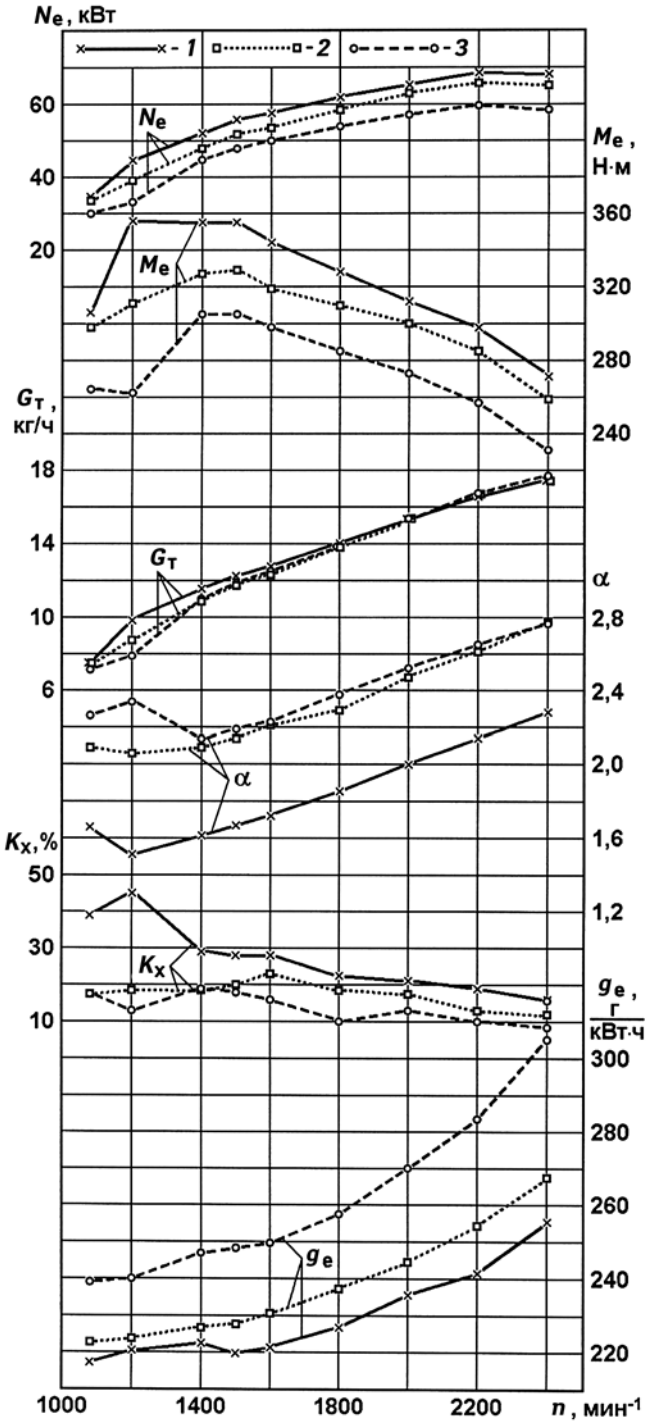

Рис. 2. Зависимость эффективной мощности N_e, крутящего момента M_e, расхода топлива $G_т$, коэффициента избытка воздуха α, дымности ОГ K_x и удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения n коленчатого вала дизеля Д-245.12С на режимах внешней скоростной характеристики при использовании различных топлив:

1 — ДТ; *2* — эмульсия 92,5 % ДТ и 7,5 % воды; *3* — эмульсия 85,0 % ДТ и 15,0 % воды

сти дизеля (эффективная мощность N_e и крутящий момент M_e заметно снижаются. Так, при переводе дизеля с ДТ на эмульсию, содержащую 85 % ДТ и 15 % воды, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ крутящий момент двигателя M_e снизился с 355 до 305 Н · м, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — с 271 до 231 Н · м (табл. 2).

С увеличением концентрации воды в эмульгированном топливе (C_{H_2O}) с 0 до 7,5 % коэффициент избытка воздуха α сначала заметно увеличивается: на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — с 1,67 до 2,14, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — с 2,28 до 2,78 (см. рис. 2 и табл. 2). При дальнейшем росте C_{H_2O} до 15,0 % несмотря на снижение содержания в эмульсии горючих компонентов (углерода С и водорода Н) коэффициент избытка воздуха α изменяется незначительно. Это вызвано уменьшением температуры ОГ при росте C_{H_2O}, снижением эффективности системы газотурбинного наддува и уменьшением подачи воздуха в цилиндры двигателя.

Пониженное содержание горючих компонентов в исследуемых эмульсиях (их пониженная теплотворная способность) при питании двигателя этими эмульгированными топливами приводит к увеличению удельного эффективного расхода топлива g_e (см. рис. 2 и табл. 2). Однако при этом эффективность процесса сгорания, характеризуемая эффективным КПД двигателя η_e, на большинстве режимов даже повышается. Так, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ переход с ДТ на эмульсии с содержанием воды C_{H_2O} 7,5 и 15,0 % привел к увеличению значения η_e с 0,386 до 0,402, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ эффективный КПД η_e сначала повысился с 0,332 до 0,342, а затем снизился до 0,327 (см. рис. 2 и табл. 2).

Использование эмульгированных топлив позволяет заметно снизить дымность ОГ. Так, при переходе от ДТ на эмульсию с содержанием воды $C_{H_2O} = 15{,}0$ % на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ дымность ОГ K_x снизилась с 28,0 и 18,0 % по шкале Хартриджа, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — с 16,0 до 8,5 % по шкале Хартриджа (см. рис. 2 и табл. 2).

Таблица 2

Показатели дизеля Д-245.12С, при работе на различных топливах

Показатели дизеля	Вид топлива		
	ДТ	92,5 % ДТ + 7,5 % воды	85,0 % ДТ + 15,0 % воды
Часовой расход топлива $G_т$, кг/ч:			
на режиме максимальной мощности	17,42	17,42	17,70
на режиме максимального крутящего момента	12,25	11,78	11,90
Крутящий момент M_e, Н · м:			
на режиме максимальной мощности	271	259	231
на режиме максимального крутящего момента	355	329	305
Дымность ОГ K_x, % по шкале Хартриджа:			
на режиме максимальной мощности	16,0	12,0	8,5
на режиме максимального крутящего момента	28,0	20,0	18,0
Удельный эффективный расход топлива g_e, г/(кВт · ч):			
на режиме максимальной мощности	255,5	267,5	305,1
на режиме максимального крутящего момента	219,7	227,7	248,3
Эффективный КПД дизеля η_e:			
на режиме максимальной мощности	0,322	0,342	0,327
на режиме максимального крутящего момента	0,386	0,402	0,402
Условные (средние) показатели топливной экономичности дизеля на режимах 13-ступенчатого цикла:			
эффективный расход топлива $g_{e\,усл}$, г/(кВт · ч):	248,12	254,63	275,93
эффективный КПД $\eta_{e\,усл}$	0,341	0,360	0,361
Интегральные удельные выбросы токсичных компонентов на режимах 13-ступенчатого цикла, г/(кВт · ч):			
оксиды азота e_{NO_x}	6,610	5,916	4,849
монооксид углерода, e_{CO}	3,612	2,905	4,648
несгоревшие углеводороды e_{CH_x}	1,638	2,730	2,522

Оценка показателей двигателя при его работе на режимах с различной нагрузкой проведена по экспериментальным данным, полученным при работе дизеля на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла. Такие данные по часовому расходу топлива $G_т$ (рис. 3) свидетельствуют о том, что на большинстве исследуемых режимов при использовании эмульгированных топлив часовой расход топлива несколько возрастает. Это объясняется большей плотностью воды ($\rho = 998{,}2$ кг/м^3, у ДТ — $\rho = 830$ кг/м^3, см. табл. 1) и, следовательно, большей плотностью исследуемых эмульгированных топлив. В топливных системах дизелей реализуется объемное дозирование топлива, и массы равных объемов эмульгированных топлив оказываются большими, чем масса такого же объема ДТ. Некоторое уменьшение часового расхода топлива $G_т$ на режимах с пониженной частотой вращения и малой нагрузкой (например, на режимах с $n = 1500$ мин$^{-1}$ и $M_е = 40$—100 Н · м), по-видимому, объясняется повышенными утечками эмульгированных топлив, вызванными их меньшей вязкостью, и снижением объемных подач этих топлив.

Тип применяемого топлива оказывает определяющее влияние на токсичность ОГ двигателя, т. е. выбросы нормируемых токсичных компонентов ОГ — оксидов азота NO_x, монооксида углерода CO, несгоревших углеводородов CH_x, а также эмиссию твердых частиц или выбросы сажи C.

Как отмечено выше, подача эмульгированных топлив дизеля является эффективным средством снижения выбросов с ОГ оксидов азота. Представленные на рис. 4 характеристики концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} подтверждают возможность значительного снижения эмиссии этого токсичного компонента ОГ за счет подачи воды в КС дизеля. В частности, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ переход с ДТ на эмульсии с содержанием воды C_{H_2O} 7,5 и 15,0 % привел к уменьшению концентраций C_{NO_x} с 0,0750 до 0,0650 и до 0,0550 %, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — с 0,0495 до 0,0460 и до 0,0360 %.

Тип применяемого топлива оказывает заметное влияние и на эмиссию с ОГ продуктов неполного сгорания топлива — монооксида углерода CO и несгоревших углеводородов CH_x. Из данных рис. 5 по содержанию в ОГ монооксида углерода C_{CO} следует, что на режиме максимального крутящего

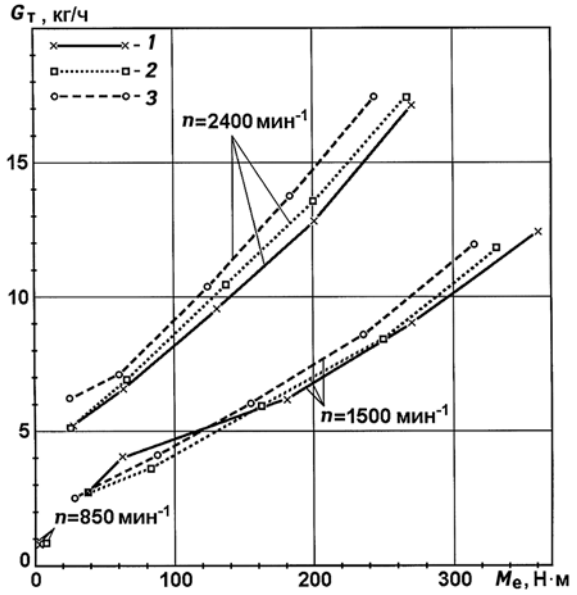

Рис. 3. Зависимость часового расхода топлива $G_т$ от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения n и эффективного крутящего момента $M_е$) и дизеля Д-245.12С при использовании различных топлив:

1 — ДТ; *2* — эмульсия 92,5 % ДТ и 7,5 % воды; *3* — эмульсия 85,0 % ДТ и 15,0 % воды

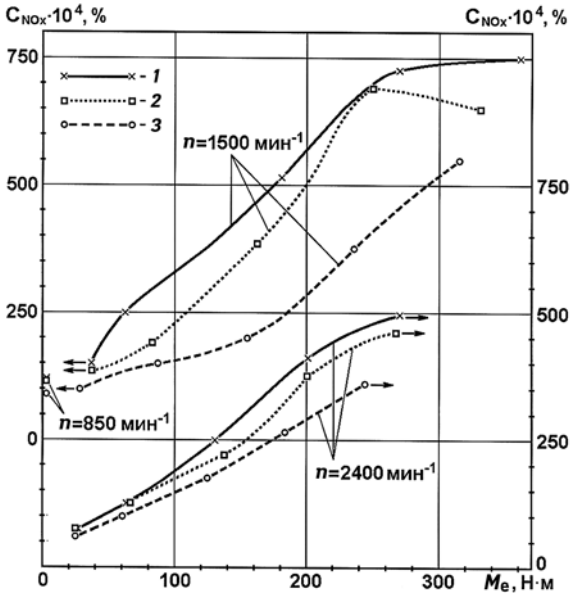

Рис. 4. Зависимость объемной концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} от скоростного и нагрузочного режимов (частоты вращения n и эффективного крутящего момента $M_е$) дизеля Д-245.12С при использовании различных топлив:

1 — ДТ; *2* — эмульсия 92,5 % ДТ и 7,5 % воды; *3* — эмульсия 85,0 % ДТ и 15,0 % воды

момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ переход с ДТ на эмульсии с содержанием воды C_{H_2O} 7,5 и 15,0 % сопровождается снижением концентрации C_{CO} с 0,0420 до 0,0270 и до 0,0240 %. На режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ при замене ДТ на эмульсии с содержанием воды C_{H_2O} 7,5 и 15,0 % эмиссия монооксида углерода сначала уменьшается с 0,0270 до 0,0210 %, а затем возрастает до 0,0240 %.

Влияние содержания воды на выбросы несгоревших углеводородов неоднозначно. Это подтверждается данными (рис. 6). На режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ переход с ДТ на эмульсии с содержанием воды C_{H_2O} 7,5 и 15,0 % привел к изменению концентрации C_{CH_x} от 0,0340 до 0,0570 и до 0,0325 %, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — от 0,0320 до 0,0540 и до 0,0432 %.

Сводные характеристики основных показателей дизеля Д-245.12С, работающего на режимах внешней скоростной характеристики на водотопливных эмульсиях с различным содержанием воды C_{H_2O} от 0 до 15 %, приведены на рис. 7 и 8. По данным рис. 7 следует отметить слабую зависимость часового расхода топлива $G_т$ от содержания воды в эмульгированном топливе C_{H_2O}, заметное снижение крутящего момента M_e при росте C_{H_2O} от 0 до 15 % и повышение коэффициента избытка воздуха α с увеличением C_{H_2O}.

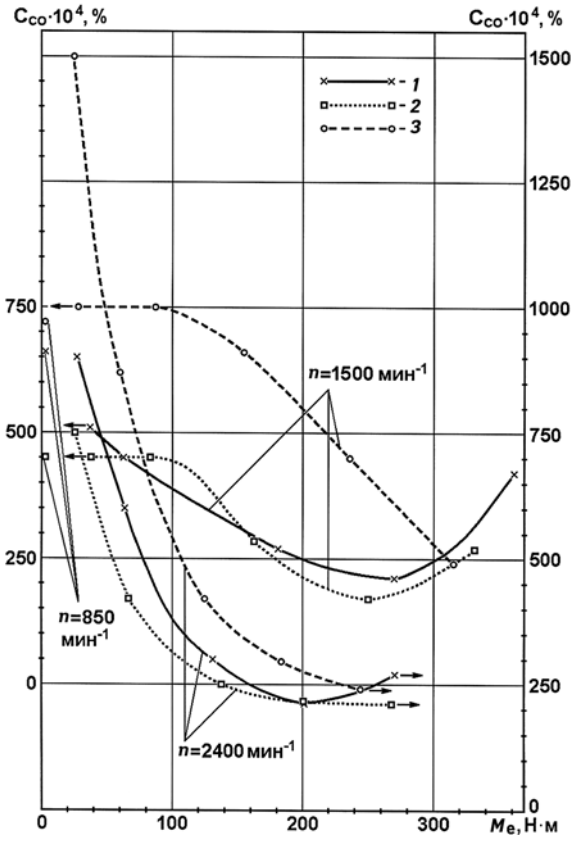

Рис. 5. Зависимость объемной концентраций в ОГ монооксида углерода C_{CO} от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения *n* и эффективного крутящего момента M_e) дизеля Д-245.12С при использовании различных топлив:

1 — ДТ; *2* — эмульсия 92,5 % ДТ и 7,5 % воды; *3* — эмульсия 85,0 % ДТ и 15,0 % воды

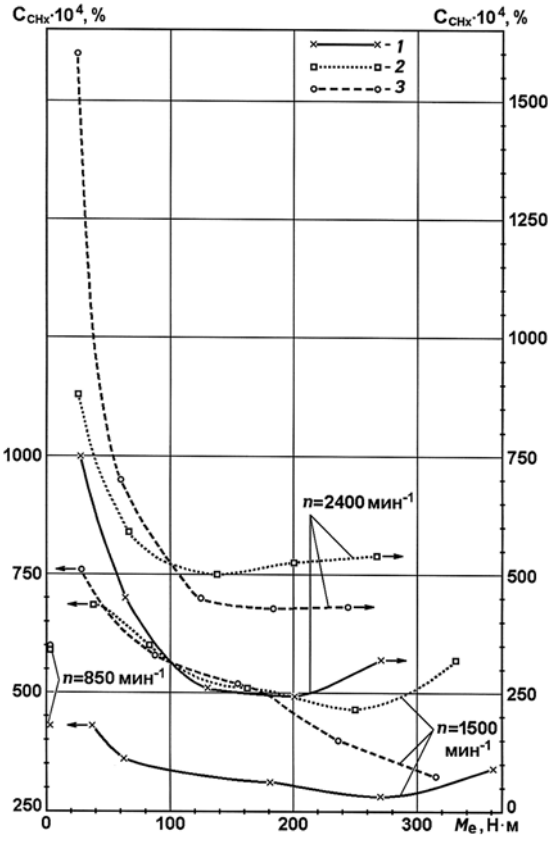

Рис. 6. Зависимость объемной концентрации в ОГ несгоревших углеводородов C_{CH_x} от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения *n* и эффективного крутящего момента M_e) дизеля Д-245.12С при использовании различных топлив:

1 — ДТ; *2* — эмульсия 92,5 % ДТ и 7,5 % воды; *3* — эмульсия 85,0 % ДТ и 15,0 % воды

При указанном росте содержания воды в эмульгированном топливе C_{H_2O} заметно увеличивается удельный эффективный расход топлива g_e. Однако при этом эффективность процесса сгорания, характеризуемая эффективным КПД дизеля η_e, на большинстве исследованных режимов не снижается (см. рис. 8). Переход на водотопливные эмульсии позволяет заметно снизить выброс сажи. Так, дымность ОГ K_x на режимах внешней скоростной характеристики снижается на 35—50 % (см. табл. 2 и рис. 8).

Оценка эксплуатационного расхода топлива на режимах 13-ступенчатого цикла проведена по среднему (условному) удельному эффективному расходу топлива, который определялся с использованием зависимости [4]:

$$g_{e\,усл} = \frac{\sum_{i=1}^{13} G_{Ti} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i},$$

где G_{Ti} — часовой расход топлива на i-м режиме. Поскольку эмульгированные топлива имеют меньшую теплотворную способность, топливную экономичность дизеля при его работе на этих топливах

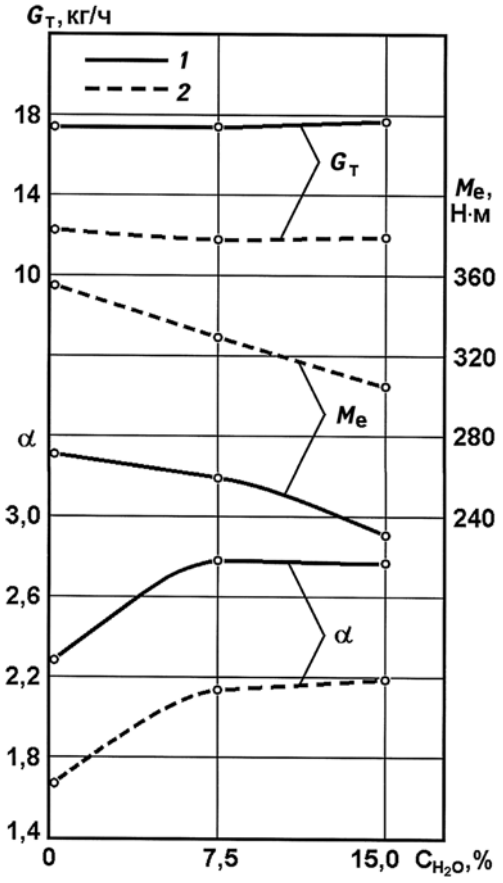

Рис. 7. Зависимость часового расхода топлива G_T дизеля Д-245.12С, эффективного крутящего момента M_e и коэффициента избытка воздуха α от содержания воды C_{H_2O} в эмульгированном топливе на режимах внешней скоростной характеристики:

1 — на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$; *2* — на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$

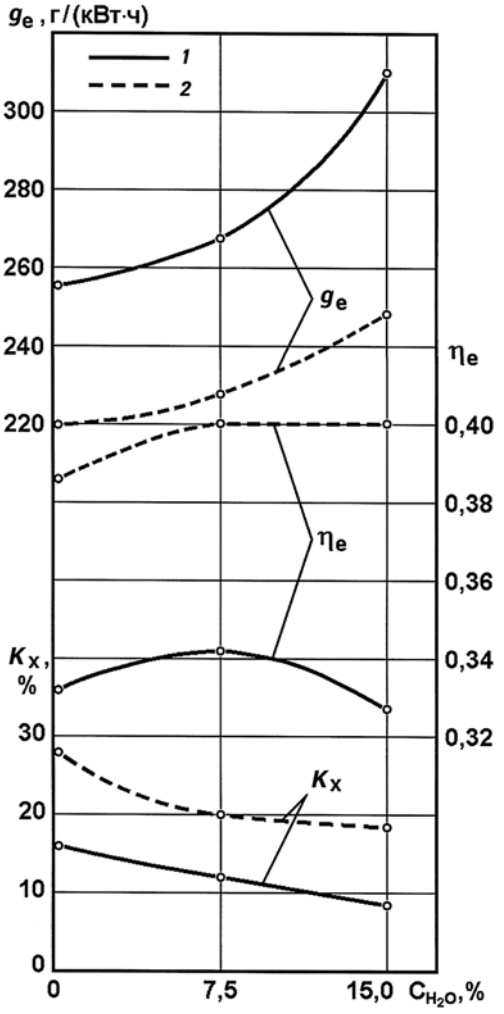

Рис. 8. Зависимость удельного эффективного расхода топлива g_e дизеля Д-245.12С, эффективного КПД двигателя η_e и дымности ОГ K_x от содержания воды C_{H_2O} в эмульгированном топливе на режимах внешней скоростной характеристики:

1 — на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$; *2* — на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$

целесообразно оценивать не удельным эффективным расходом топлива g_e, а эффективным КПД дизеля η_e. Причем, для интегральной оценки работы дизеля на режимах 13-ступенчатого цикла использован условный эффективный КПД, определяемый из соотношения:

$$\eta_{e\,усл} = \frac{3600}{H_U g_{eусл}}.$$

Результаты расчетов, проведенных по изложенной методике, приведены в табл. 2.

Приведенные в табл. 2 и на рис. 9 данные подтверждают возможность заметного снижения эмиссии оксидов азота с ОГ дизеля Д-245.12С при его переводе с ДТ на эмульгированные топлива. Так, при работе дизеля на режимах 13-ступенчатого цикла и переходе с ДТ на эмульсии с содержанием воды C_{H_2O} 7,5 и 15,0 % удельный массовый выброс оксидов азота e_{NO_x} уменьшился с 6,610 до 5,916 и до 4,849 г/(кВт · ч), т. е. на 26,6 %. При этом эффективный КПД дизеля η_e повысился с 0,341 до 0,360 и до 0,361, т. е. на 5,9 %. Более сложная зависимость от содержания воды в эмульгированных топливах характерна для выбросов монооксида углерода e_{CO} и несгоревших углеводородов e_{CH_x}. При переходе с ДТ на эмульгированные топлива с содержанием воды C_{H_2O} 7,5 и 15,0 % интегральный на режимах 13-ступенчатого цикла удельный массовый выброс монооксида углерода e_{CO} сначала уменьшился с 3,612 до 2,905 г/(кВт · ч), а затем возрос до 4,648 г/(кВт · ч). При этом выброс несгоревших углеводородов e_{CH_x} сначала возрос с 1,638 до 2,730 г/(кВт · ч), а затем снизился до 2,522 г/(кВт · ч).

Рост эффективности процесса сгорания (эффективный КПД дизеля η_e) и снижение дымности ОГ K_x при работе на эмульгированных топливах объясняется улучшением качества процесса смесеобразования за счет возникновения так называемых "микровзрывов", наблюдающихся при повышенных температурах в КС дизеля [4]. Их появление обусловлено тем, что капли эмульгированного топлива состоят из частиц топлива, внутри которых находятся большое количество хаотически движущихся включений воды. При температурах, превышающих температуру кипения воды (при $t > 100$ °С), эти включения быстро испаряются,

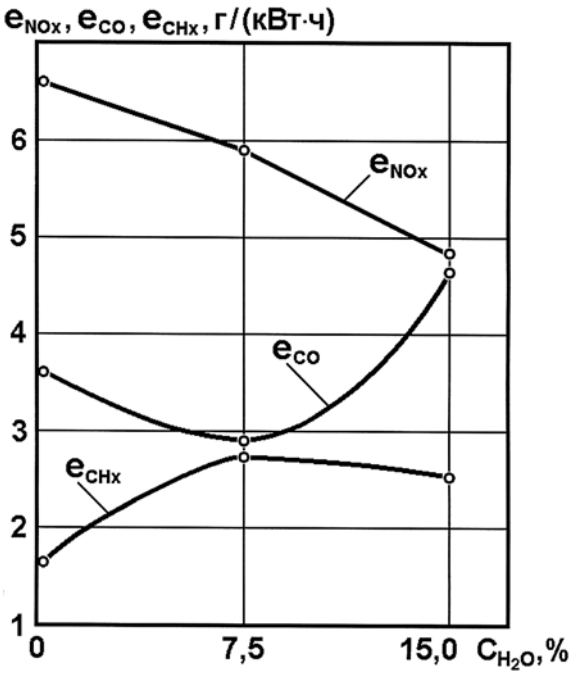

Рис. 9. Зависимость удельных массовых выбросов оксидов азота e_{NO_x} дизеля Д-245.12С, монооксида углерода e_{CO} и несгоревших углеводородов e_{CH_x} от содержания воды C_{H_2O} в эмульгированном топливе на режимах 13-ступенчатого цикла

что приводят к микротурбулизации топливовоздушной смеси, снижению расхода топлива, уменьшению содержания в ОГ сажевых частиц. Кроме того, присутствие значительного количества паров воды в КС с недостатком кислорода препятствует крекингу топлива при высоких температурах, а также способствует газификации образовавшегося ранее углерода, что также приводит к значительному уменьшению сажеобразования. Наблюдаемое при подаче воды в цилиндры дизеля снижение температур сгорания, вызванное повышенной теплотой парообразования воды ($Q_п$ = 2260 кДж/кг при t = 100 °С, в то время как у дизельных топлив — $Q_п$ = 220—300 кДж/кг), благоприятно сказывается на выбросах оксидов азота.

Следует отметить, что при использовании эмульсий с большим содержанием воды могут возникнуть проблемы с организацией эффективного процесса сгорания. В частности, при испытаниях дизеля Д-245.12С на эмульсии, содержащей 70 % ДТ и 30 % воды, не удалось произвести пуск холодного двигателя. По-видимому, это объясняется недостаточной температурой конца сжатия для стабильного самовоспламенения ука-

занной эмульсии (эта температура снижается за счет сравнительно большей теплоты парообразования эмульгированных топлив). По этой причине полный цикл испытаний дизеля на этой эмульсии не был закончен. Для организации работы двигателя на эмульсиях с большим содержанием воды необходима реализация мероприятий по повышению температурного уровня деталей КС и рабочей смеси. Это переход на работу с эмульсией на предварительно прогретом двигателе, поздняя подача топлива (работа с уменьшенным углом опережения впрыскивания топлива), увеличение давления наддувочного воздуха (без его охлаждения), рециркуляция части ОГ, теплоизоляция поверхностей деталей, образующих КС, и др.

Проведенный комплекс экспериментальных исследований подтвердил возможность и эффективность использования эмульгированных топлив в отечественных транспортных дизелях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Двигатели** внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для ВУЗов / В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, Л. В. Грехов и др. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1990. — 288 с.
2. **Марков, В. А.** Токсичность отработавших газов дизелей [Текст] / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 376 с.
3. **Чертков, Я. Б.** Моторные топлива [Текст] / Я. Б. Чертков. — Новосибирск: Наука, 1987. — 208 с.
4. **Марков, В. А., Гайворонский А. И., Грехов Л. В., Иващенко Н. А.** Работа дизелей на нетрадиционных топливах: Учебное пособие. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2008. — 464 с.
5. **Лиханов, В. А.** Снижение токсичности автотракторных дизелей [Текст] / В. А. Лиханов, А. М. Сайкин. — М.: Колос, 1994. — 224 с.
6. **Герасимов, А. Т.** Применение водотопливной эмульсии для снижения токсичности дизельного двигателя [Текст] / А. Т. Герасимов, Ю. В. Травкин // Известия ВУЗов. Лесной журнал, 1992. — № 2. — С. 63—67.
7. **Малов, Р. В.** Эмульгирование топлива и экологические характеристики дизеля [Текст] / Р. В. Малов, В. В. Пекшев // Автомобильная промышленность, 1992. — № 8. — С. 15—18.
8. **Опыт** снижения токсичности отработавших газов дизелей за счет подачи воды / А. К. Болотов, В. А. Лиханов, В. М. Попов и др. // Двигателестроение, 1982. — № 7. — С. 48—50.
9. **Лебедев, О. Н., Сомов, В. А., Сисин, В. Д.** Водотопливные эмульсии в судовых дизелях [Текст] / О. Н. Лебедев, В. А. Сомов, В. Д. Сисин. — Л.: Судостроение, 1988. — 105 с.
10. **Гладков, О. А.** Создание малотоксичных дизелей речных судов [Текст] / О. А. Гладков, Е. Ю. Лерман. — Л.: Судостроение, 1990. — 112 с.
11. **Худов, Н. И.** Теплонапряженность судового малооборотного дизеля при использовании водотопливной эмульсии [Текст] / Н. И. Худов, Д. Н. Желудков, О. Е. Друцкий // Двигателестроение, 1986. — № 1. — С. 47—48.
12. **Воржев, Ю. И.** Применение водотопливных эмульсий в судовых дизелях [Текст] / Ю. И. Воржев // Двигателестроение, 1986. — № 12. — С. 30—33, 35.
13. **Терещенко, К. И., Ворожев, Ю. И.** Применение водотопливных эмульсий на транспортных дизелях [Текст] / К. И. Терещенко, Ю. И. Воржев // "Совершенствование системы ремонта и технического обслуживания тепловозов": Сб. трудов ВНИИЖТ. М.: Транспорт, 1995. — С. 162—173.
14. **Mollenhauer K., Zelenka P.** Zur Verbrennung von Wasser-Kraftstoff-Emulsionen in stationar betriebennen Dieselmotoren // MTZ. 1986. Jg. 47. № 1. S. 3—7.
15. **Adkins P.** The Burning of Emulsified Fuel in Medium Speed Diesel Engines // Fairplay International Shipping Weekly. 1982. Vol. 281. № 5132. P. 27—29.
16. **Long Z., Matsumoto R., Ogata K.** et al. Combustion of Emulsion Fuel in High Speed Diesel Engines // Bulletin of Marine Engineering Society in Japan. 1989. Vol. 17. № 1. P. 12—18.
17. **Elf** bringt Diesel-Wasser-Gemisch auf den Deutschen Markt // Komrnun-alwirtschaft. 1999. № 7. S. 59—60.
18. **Nazha M. A. A., Rajakaruna H., Wagstaff S. A.** The Use of Emulsion, Water Injection and EGR for Controlling Diesel Engine Emissions // SAE Technical Paper Series. 2001. № 2001-01-1941. P. 1—7.
19. **Kee S.-S., Mohammadi A., Hirano H.** Experimental Study on Combustion Characteristics and Emissions Reduction of Emulsified Fuels in Diesel Combustion Using a Rapid Compression Machine // SAE Technical Paper Series. 2003. № 2003-01-1792. P. 1—8.
20. **Hountalas D. T., Mavropoulos G. C., Zannis T. C.** et al. Use of Water Emulsion and Intake Water Injection as NO_x Reduction Techniques for Heavy Duty Diesel Engines // SAE Technical Paper Series. 2006. № 2006-01-1414. P. 1—15.
21. **Лерман, Е. Ю., Гладков, О. А.** Высококонцентрированные водотопливные эмульсии — эффективное средство улучшения экологических показателей легких быстроходных дизелей [Текст] / Е. Ю. Лерман, О. А. Гладков // Двигателестроение, 1986. — № 10. — С. 35—37.
22. **Горбунов, В. В.** Исследование работы дизеля КамАЗ-740 при использовании водотопливной эмульсии [Текст] / В. В. Горбунов, Н. Н. Патрахальцев // Вестник РУДН. Серия "Инженерные исследования", 2004. — № 2. — С. 16—19.
23. **Деникин, Э. И.** Устройство для осуществления физико-химических превращений в разнофазной среде: Патент на полезную модель № 104091 [Текст] / Э. И. Деникин, Ю. Д. Нетеса, Д. С. Тарантин, С. А. Тарантин // Изобретения. Полезные модели, 2011. — № 13.

Н. Н. Патрахальцев, д-р техн. наук, проф., **В. А. Марков,** д-р техн. наук, проф.,
И. С. Мельник, магистр, **Б. А. Корнев,** магистр
E-mail: nikpatrah@mail.ru

СИНТЕТИЧЕСКОЕ ДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО ИЗ ПРИРОДНОГО ГАЗА — НЕОБХОДИМОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ И БЛИЖАЙШАЯ ПЕРСПЕКТИВА

Приведена обзорная информация по проблемам производства и применения синтетического дизельного топлива из природного газа, ДТ GTL (Gas to Liquid), являющегося на ближайшую перспективу наиболее экологически чистым и одновременно наиболее экономичным топливом для высокоэкономичных и малотоксичных дизелей.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, дизельное топливо, синтетическое дизельное топливо, природный газ.*

Рис. 1—6 на 2-й и 3-й полосах обложки

Современные и перспективные транспортные средства должны удовлетворять как требованиям высокой экономичности, так и требованиям экологичности, включающими пониженные выбросы парниковых газов, надежности, пониженных затрат при проведении технических обслуживаний, ремонтов и т. п. [1]. Опыт ведущих европейских стран показал, что наилучшими средствами в достижении этих целей являются применение передовых технологий в создании дизелей и экологически чистых дизельных топлив.

По сравнению с бензиновыми двигателями той же мощности дизели расходуют до 40 % меньше топлива, создают более высокие крутящие моменты при пониженных частотах вращения, обеспечивают пробег автомобилей более 300 000 км, требуют меньших затрат на техническое обслуживание и имеют более длительные интервалы между плановыми хобслуживаниями. Кроме того, дизели отличаются меньшими выбросами парниковых газов. Новейшие технические решения обеспечивают им повышенную чистоту выбросов и меньшую шумность.

В 2002 г. более 40 % даже легковых автомобилей в Европе были дизельными. В 2008 г. доля дизелей возросла до 50 %. В целом по Европе производство и продажа автомобилей с дизелями в 2012 г. прогнозируется на уровне 70 % всей реализации автомобилей [2]. В странах Европейского союза и ряда других государств с 31 декабря 2012 г. вступят в силу нормы токсичности отработавших газов Euro 6 [3]. Их действие будет распространяться на все новые модели автомобилей, а через год — на все транспортные средства, поступающие в продажу. Новый стандарт предусматривает пятикратное снижение предельных выбросов оксидов азота NO_x и двух-, трехкратное уменьшение допустимых выбросов твердых частиц (ТЧ) в окружающую среду (рис. 1).

С учетом вводимых норм на подсчет твердых частиц потребуется практически шестикратное снижение выбросов ТЧ (табл. 1).

На сегодняшний день достичь таких результатов практически возможно лишь комплексными антитоксичными методами и средствами, включающими как совершенствование существующих или создание новых рабочих процессов дизелей, новых систем управления двигателями, использование физико-химической обработки отработавших газов на выпуске, а также применением высокоэкологичных топлив [4, 5].

Повышение экологических качеств традиционных нефтяных дизельных топлив (ДТ) достигается

Таблица 1

Нормы выбросов токсичных веществ, входящих в состав отработавших газов, для европейских стандартов [3]

	Euro 6	Euro 5
Оксиды азота, NO_x, г/(кВт · ч)	0,4	2,0
Твердые частицы, г/(кВт · ч)	0,01	0,02 или 0,03*
Подсчет твердых частиц, частиц/(кВт · ч)**		
испытательный цикл переменных режимов	$6{,}00 \cdot 10^{11}$	
испытательный цикл стационарных режимов	$8{,}00 \cdot 10^{11}$	

* В зависимости от испытательного цикла.

** 1 кВт · ч соответствует энергии, которая расходуется в течение примерно 30 с при движении 40-тонного автопоезда по автомагистрали.

Таблица 2

Свойства дизельного топлива (ДТ) синтетического (GTL) и нефтяного происхождения

Свойства	ДТ по технологии GTL	ДТ, европейский стандарт 2005 г.
Цетановое число	⩾75	⩾53
Ароматические углеводороды, % по массе	⩽0,1	⩽6
Сера, ppm	0	⩽50
Плотность при 20 °С, кг/м^3	767	⩽835

как соответствующей технологией их производства, дополнительной обработкой и очисткой, так и использованием различных присадок, добавок, в том числе ряда альтернативных топлив. В результате развивается метод регулирования рабочего процесса дизеля изменением физико-химических и моторных свойств топлива (ФХР — физико-химическое регулирование [6, 7]). Известно, что наличие серы в топливе не только снижает моторесурс двигателя, повышает токсичность ОГ, в том числе содержание в них твердых частиц, но и ограничивает возможности применения систем каталитической нейтрализации и регенерируемых сажевых фильтров [8]. Малосернистое ДТ (содержание серы в топливе менее 10 ppm) использовалось в Швеции уже более десятилетия и было принято всем Евросоюзом в 2009 г., что позволило еще более увеличить ресурс и эффективность дизелей. Уже более 20 лет в мировом производстве топлив происходит систематическое снижение концентрации серы (от 5000— 10 000 ppm в 1996 г. до 10 ppm в 2011 г.) [9]. Так, в США с 2006 г. применяются топлива с содержанием S менее 15 ppm, а в Европе и Японии — менее 10 ppm (с 2009 и 2007 гг. соответственно).

В последние годы [10—12] произошло существенное возрастание интереса к синтетическим, особенно дизельным, топливам (таким, как GTL — Gas To Liquid). Эти топлива являются чрезвычайно "чистыми" экологически (табл. 2).

Поэтому, если эти топлива будут сертифицированы в качестве стандартных для дорог Европы, то это позволит достигнуть дальнейшего снижения выбросов транспортных дизелей. Большинство топливопроизводящих компаний, например, Shell, Sasol Shevron и Conoco Philips, объявили о создании нескольких мирового уровня заводов по производству синтетических GTL-топлив, которые начали вступать в строй с 2010 г. Их производительность может превысить 1 млн баррелей в день (около 58 млн т в год). Таким образом, уже в 2010 г. производство синтетического ДТ GTL составило более 7 % потребностей в европейском дизельном топливе (ДТ EU). К 2020 г. производство синтетического ДТ может достигнуть 29 % потребностей Евросоюза. В числе множества возможных альтернативных топлив синтетическое ДТ (ДТ GTL) можно считать наиболее вероятным заменителем традиционных ДТ по количественным показателям производства.

История развития процесса производства синтетических жидких углеводородов изложена в работе [13]. Кратко напомним, что в 1908 г. русский ученый Е. И. Орлов в подтверждение теоретических представлений А. М. Бутлерова о существовании свободных метиленовых радикалов установил, что из CO и H_2 в присутствии катализаторов синтезируется также и этилен. Промышленный метод получения синтетических моторных топлив из синтез-газа ($CO + H_2$) быд разработан немецкими учеными Ф. Фишером и Г. Тропшем. Процесс производства ДТ GTL состоит из трех стадий. Первая — производство синтез-газа (определенные соотношения H_2 и CO). Это самая энергоемкая стадия, 60—70 % общих капитальных затрат, особенно, если сырьем является уголь) Вторая — 25 %, дает легкие синтетические парафино-

вые углеводороды (ЛСПУ) — многокомпонентную газожидкостную смесь углеводородов. Третья стадия требует 5—15 % затрат и состоит из гидрокрекинга и ректификации [14].

Процессы производства синтетических бензина и дизельного топлива можно организовать из различных полезных ископаемых, таких, как бурый и каменный уголь, горючие сланцы, битуминозные (нефтеносные) пески, торф, из биомассы и древесины. Но целесообразнее всего производить ДТ из природного газа. С точек зрения транспортных экономистов, важно внедрение крупнотоннажной технологии GTL непосредственно на газовом месторождении. Такие разработки выполнены в Институте органической химии (ИОХ) АН РФ.

В проводившихся ранее исследованиях [15] синтетические углеводороды, причем преимущественно легкие, использовались в качестве добавок к основному ДТ, особенно утяжеленному или типа легкого газойля каталитического крекинга, с целью повышения их моторных качеств. В настоящее время развивается процесс производства ДТ GTL из природного газа [16]. В начальной стадии использования ДТ GTL также может применяться в составе смесевого топлива (ДТ + ДТ GTL).

Производство ДТ GTL связано с возможными ограничениями сырьевых ресурсов, как это может быть при производстве топлив, получаемых из биологического сырья (биодизельного топлива или биоэтанола). Широкое проникновение ДТ GTL на рынки сбыта не требует огромных капиталовложений в создание или модернизацию инфраструктуры снабжения, по сравнению с попытками широкого использования газовых топлив, типа сжатого природного газа или водорода. Стоимость производства ДТ GTL уже сейчас стала сравнимой со стоимостью производства современных высококачественных традиционных топлив, но она существенно ниже, чем стоимость производства многих других альтернативных топлив [17].

Все это стимулирует исследования работы двигателей на этих топливах для выявления возможных выигрышей от их применения. Для более детального исследования влияния ДТ GTL на выбросы дизеля (табл. 3) были выбраны пять режимных точек, которые наиболее существенно отражают выбросы при испытаниях по циклу NEDC [10, 11].

При этом никаких конструктивных изменений дизеля не проводилось. Однако некоторые регулировочные параметры менялись для выявления потенциальных возможностей снижения токсичности выбросов применением топлива GTL. К ним относятся степень рециркуляции, начало запального (пилотного) впрыска (start of pilot injection — SOPI) и начало основного впрыска (start of main injection — SOMI). На рис. 2 показаны результаты испытаний в одной из режимных точек.

Видно, что применение ДТ GTL приводит к снижению как концентрации NO_x в ОГ, так и сажи (FSN — Filter Smoke Number). Отмечено снижение кривой взаимозависимости FSN-NO_x для всех степеней рециркуляции. Это снижение более существенно в условиях установившихся режимов, чем это показано при реализации неустановившихся режимов цикла NEDC. Важно, что смесевое топливо с добавкой 50 % GTL обеспечивает практически такой же эффект, что и чистое ДТ GTL. Это важно для начального периода применения ДТ GTL, пока рынок еще не насыщен достаточным количеством нового топлива.

Таблица 3

Основные показатели исследуемого дизеля

Показатель	Дизель типа MB OM 646, уровень эмиссии соответствует нормам Euro 3
Рабочий объем и конструкция	2,2 л, рядный, 4-цилиндровый, 4 клапана на цилиндр
Степень сжатия	18
Система топливоподачи	Система Common Rail (максимальное давление впрыска 160 МПа)
Воздухоснабжение	Турбонаддув, промежуточное охлаждение воздуха
Средства снижения токсичности выбросов	Рециркуляция охлажденных ОГ, регулируемый вихрь на входе, каталитический окислительный нейтрализатор
Максимальный крутящий момент, M_e	340 Н · м в диапазоне от 1800 до 2600 /мин$^{-1}$
Максимальная мощность, N_e	110 кВт при 4200 мин$^{-1}$

На рис. 3 показаны результаты предсказания возможностей снизить токсичность выбросов дизеля использованием топлива GTL и его смеси EU50-GTL50. После оптимизации регулировочных параметров было достигнуто одновременное снижение выбросов сажи и оксидов азота на 35 % по сравнению с аналогичными показателями дизеля на топливе ДТ EU. Если же принять регулировку такой, чтобы сохранился неизменный исходный уровень выбросов сажи, то можно снизить выбросы NO_x на величину до 45 %.

В результате того, что снижение выбросов нелинейно зависит от содержания GTL в смесевом топливе, существенного эффекта снижения выбросов можно достигнуть и на смесевом топливе с достаточно низким содержанием GTL. Так, 50-процентное смесевое топливо дает снижение выбросов сажи и оксидов азота на 30 %, а 20-процентное — до 15 %. Это составляет в относительных величинах соответственно 86 % и 43 % снижения выбросов по сравнению с выбросами дизеля, работающего на чистом ДТ GTL. Это является многообещающим фактором для введения начала использования ДТ GTL в малых дозах в смесевых топливах. Отмечено, что возможные изменения в конструкции дизеля, например, его камеры сгорания, системы топливоподачи и т. д. может дополнительно повысить эффективность.

Для каждого из трех испытанных топлив (ДТ EU, EU50-GTL50 и чистое ДТ GTL) было проведено по пять реализаций испытательных циклов NEDC. Результаты усреднили для обеспечения их надежности. Они представлены как изменения в процентах ряда показателей, сравнительно с показателями, полученными при работе на дизельном топливе (ДТ) EU 2005, очищенном от серы (рис. 4). Для чистого GTL получено снижение выбросов HC и CO более чем на 90 %. Абсолютные значения выбросов были столь малы, что трудно было достаточно точно их определять. Для смесевого топлива (EU50-GTL50) относительное снижение выбросов CO и CH примерно соответствовало процентному содержанию ДТ GTL в смеси. Эмиссия NO_x была снижена на незначительные проценты. У смесевого топлива эти величины были вдвое меньше. То же относится и к выбросам HC + NO_x. Эмиссия твердых частиц была уменьшена до 30 % от исходной при нелинейной зависимости от состава смесевого топлива: 50-процентная смесь дала существенное, до 22 %, снижение выбросов ТЧ.

Повышенное содержание водорода в топливе GTL привело к некоторому снижению выбросов CO_2. Кроме того, было получено некоторое повышение расхода топлива (объемный расход), что было вполне ожидаемо. Объемный расход топлива, выраженный в л/100 км, был на 6 % выше при работе на GTL, чем при работе на ДТ EU. Связано это с тем, что топливо GTL имеет плотность на 8 % ниже, чем ДТ EU. То есть 6 % повышения объемного расхода топлива соответствуют 1—2 % экономии массового расхода при работе на ДТ GTL.

На рис. 5 и 6 показаны характеры изменения выбросов CH и CO при реализации испытательного цикла. Это было сделано для уточнения причин снижения выбросов CH и CO. Показано, что даже в холодном состоянии дизеля и системы нейтрализации (а оно сохраняется около 90 секунд испытания) выбросы как из цлиндров дизеля, так и после нейтрализатора, снижаются существенно. Однако, количество CO и CH, которое может быть нейтрализовано, ограничено. Применение смесевого топлива (EU50-GTL50) приводит к нарушению закономерности снижения выбросов (происходит повышение выбросов CO и CH по сравнению с выбросами при работе на чистом ДТ GTL). Эффект очистки более существенен для выбросов CO, которые практически полностью исчезают при применении чистого ДТ GTL.

Эти привлекательные свойства чистого ДТ GTL обеспечивают определенные возможности снижения выбросов при холодном двигателе в начале реализации цикла, если провести адаптацию системы окислительной нейтрализации ОГ специально к уничтожению малых концентраций CO и CH.

Заключение. Применение дизельного топлива GTL на серийном автомобиле дает возможность существенно снизить выбросы CH, CO и твердых частиц, причем, без изменения уровня выбросов NO_x по сравнению с работой на чистом безсернистом европейском дизельном топливе (ДТ EU).

ДТ GTL позволяет достигнуть существенного снижения выбросов CH и CO на выходе из системы

нейтрализации, особенно в период, когда система нейтрализации еще не прогрелась.

Высокое цетановое число синтетического топлива обеспечивает улучшение пусковых качеств холодного дизеля и повышает его показатели при работе в холодном состоянии [17].

Пониженная дымность ОГ, а также малые выбросы сажи при работе на GTL облегчают применение мер по снижению выбросов оксидов азота, например, повышением применения рециркуляции ОГ. Кроме того, появляется возможность использования благоприятной характеристики взаимосвязи NO_x и FSN для уменьшения выбросов как сажи, так и NO_x.

Оптимизация регулировочных параметров, таких как степень рециркуляции, углы опережения впрыскивания запальных и основных доз топлива, позволят снизить выбросы сажи и оксидов азота на 35 %.

Многообещающие результаты могут быть достигнуты с применением смесевых топлив на базе GTL. Нелинейность зависимости изменения выбросов от содержания GTL в смесевом топливе является также многообещающей. Так, для смесей с содержанием GTL 50 и 20 % достигается снижение выбросов оксидов азота, соответственно, на 30 и 15 %. В результате выбросы при работе на смесевых топливах с GTL составляют в относительных цифрах 86 и 43 % от выбросов дизеля, работающего на очищенном от серы европейском ДТ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Хачиян, А. С.** Дизели современных легковых автомобилей. Особенности рабочих процессов и систем: Монография [Текст] / А. С. Хачиян, В. В. Синявский. — М.: Техполиграфцентр. — 2009. — 128 с.
2. **CSIRO** 2002, Energy and Transport Sector Autlook to 2020. — North Ryde Australia.
3. **Экологичные** двигатели концерна Scania (По материалам зарубежной информации) // Строительные и дорожные машины. — 2012. — № 1. — С. 31—35.
4. **Diesel** Technology Forum 2001. Demand for Diesels: The European Experience. Virginia USA.
5. **Kohler, H. K.** Proposal for a European Energy Strategy for Road Traffic. VDA Technischer Kongress "Kooperation zum Einsatz regenerativ erzeugter Kratstoffe". — April 2003.
6. **Патрахальцев, Н. Н.** Регулирование рабочего процесса дизеля // Грузовик &. — 1998. — № 2. — С. 21—24.
7. **Патрахальцев, Н. Н.** Регулирование ДВС методом изменения физико-химических свойств моторного топлива [Текст] / Н. Н. Патрахальцев // Транспорт на альтернативном топливе. — 2010. — № 3. — С. 26—32.
8. **Global** Trends in Transport Fuels and the Role of Natural Gas. An Australian Perspective. — 2009.
9. **Schaberg P. W., Myburgh I. S., Botha J. J.** et al. Diesel Exhaust Emissions Using Sasol Slarry Phase Distillate Process Fuels // SAE Technical Paper Series. — 1997. — № 972898.
10. **Schaberg P. W., Myburgh I. S., Botha J. J.** et al. Comparative Emissions Performance of Sasol Fisher-Tropsh Diesel Fuel in Current and Older Technology Heavy-Duty Diesel Engines // SAE Technical Paper Series. — 2000. — № 2000-01-1912.
11. **Payri F.** et al. Characterisation of the Injection-Combustion Process in Common Rail D. I. Diesel Engine Running with Sasol Fisher-Tropsch Fuel // SAE Technical Paper Series. — 2000. — № 2000-01-1803.
12. **Friess W., Herrmann H.-O., Maly R. R., Schnell M. and Schaberg P.** Reduction in Exhaust Emissions with GTL Diesel Fuel, 20. Internationale VDI/VW — Gemeinschaftstagung. "Kraftstoffe und Antriebe der Zekunft — Synergien fur eine nachhaltige Zukunft?" Wolfsburg, 3—5. — Dezember 2003.
13. **Кавтарадзе, З. Р., Кавтарадзе, Р. З.** Перспективы применения поршневых двигателей на альтернативных моторных топливах [Текст] / З. Р. Кавтарадзе, Р. З. Кавтарадзе // Транспорт на альтернативном топливе. — 2009. — № 6. — С. 59—65.
14. **Возможности** расширения ресурса дизельных топлив с применением легких синтетических углеводородов в качестве добавки / В. П. Шкаликова, Г. Т. Газарян, А. Л. Лапидус и др. // Двигателестроение. — 1986. — № 12. — С. 26—29.
15. **Лапидус, А. Л.** Синтез углеводородов из окиси углерода и водорода // Химическая промышленность. — 1983. — № 5. — С. 26—27.
16. **Патрахальцев, Н. Н., Шкаликова В. П., Русинов А. Р.** Расширение возможности использования природного газа для дизелей [Текст] / Н. Н. Патрахальцев, В. П. Шкаликова, А. Р. Русинов // АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. — 2005. — № 1. — С. 38—42.
17. **Economist** 2003. Fundamentals of Gas to Liquids. The Petroleum Economist Ltd, London UK.

ABSCTRACTS OF ARTICLES

2 *Rumjancev V. V., Magzumianov A. R.* Of Radial-Axial Turbine Turbocherger Small Variable Swirled Flow in the Intel Gas Impeller
Results experimental research of the radial and axial turbine of a low-dimensional turbokompressor with variable district speed of a stream of gas on an entrance in the driving wheel and with gas restart-up by the turbine are stated. Results are presented in the form of characteristics of the radial and axial turbine. It is shown that efficiency of the turbine with variable district speed of gas on an entrance in the driving wheel above, than with gas restart-up by the turbine.
Keywords: turbokompressor, pilot studies, turbo-supercharging regulation, the turbine with variable district speed of a stream of gas on an entrance in the driving wheel, gas restart-up by the turbine.

6 *Mishin P. P.* Heavy and Long-length Cargo Transportation Unit Modification
Strength analysis of heavy and long-length cargo transportation unit frame is considered in the article. Frame stress and bending values have been defined on basis of the mathematical model which was made in finite element method. Some frame modification arrangements were proposed.
Keywords: transportation unit, frame, mathematical model, modification.

11 *Podchinok V. M., Latahina E. V., Nikolaenko V. A.* The Problems of Automobile Engines Starting Electrostarter System in Low Temperature Conditions
The article deals with the subject of optimum concordance of automobile engines starting electrostarter system parameters, which take minimum current source energy (CSE), providing cold engine starting in any weather conditions and minimum time of getting an access to nominal working regimes.
Keywords: military automobile vehicles (MAV), reliable engine starting maximum temperature, the time of engine preparing for getting a loading, starting device, leaden storage batteries.

16 *Ljandenbursky V. V., Fedoskov A. V., Mnekin P. A.* Dynamical System of Maintenance Service Cars
While in service car interfaces wear out, there is an infringement of adjustments of its systems, knots and units, values of its structural parameters directly characterizing serviceability of the car change. One of the most perspective ways of increase in probability of non-failure operation of cars is application of the built in diagnosing of cars. For minimization of expenses for maintenance service and car repairs more dynamical system of maintenance service of cars is applicable.
Keywords: operation, the car, the deterioration, the built in diagnosing, maintenance service.

20 *Zenchenko V. A., Rementsov A. N., Pavlov A. V., Sotskov A. V.* Assessment of Parameters of Environment and the Main Transport Streams Defining a Situation on a Street Road Network
General provisions are presented according to characteristics of transport streams and complexity of traffic of vehicles.
The integrated indicator characterizing real situations on a street network taking into account possibility of the complex accounting of speed of movement of vehicle is offered, to density of a transport stream, its intensity, their interrelations and a set of factors parrying climatic conditions, effect of loading of movement, to extent of a route and temporary characteristics of movement of vehicle on road sites, to probability of manifestation of events on the sites, characterizing breakdown rate, places of a mass congestion of vehicle, a place of overlapping of sites of traffic, etc.
Keywords: transport stream, intensity of a stream, stream density, street road network, speed of movement, movement time, complexity of movement, route site, integrated indicator of movement.

26 *Baburchenkov M. F.* Effective Length of a Wall of a Shell of the Fuel Truck
The analysis of a field of stresses in a shell of a tanker in a zone adjoining strengthening rings Is given. The effective length of a wall of a shell is defined. Sample of the industrial applicability is given.
Stresses are examined on the basis of the exact decision of a problem of the theory of elasticity for calculated model in the form of a rectangular element of the shell supported asymmetrically relative her median plane by an rib.
Keywords: fuel truck, shell, effective length of a wall.

33 *Markov V. A., Devyanin S. N., Shumovsky V. A., Tarantin S. A.* Using Water-Fuel Emulsions as Fuel for Diesel Engines
The possibility of using water-fuel emulsions as a fuel for diesel engines is considered. The design of an emulsifying device used for producing water-fuel emulsions is presented. The analysis of chemical-physical characteristics of the examined emulsions is carried out. The results of experimental research on a Д-245.12С diesel engine are demonstrated, with the engine running on diesel fuel and water-fuel emulsions with different percentage of water and fuel.
Keywords: diesel engine, diesel fuel, water-fuel emulsion

43 *Patrakhaltsev N. N., Markov V. A., Melnik I. S., Kornev B. A.* Synthetic Diesel Fuel of Natural Gas — Necessity of its Usage and Nearest Perspective
There presented summary of information, connected with the problems of production and using of synthetic diesel fuel of natural gas (GTL — Gas to Liquid). This fuel now is the more ecologically pure and economically real fuel for diesels with small emission and high efficiency.
Keywords: diesel engine, diesel fuel, synthetic diesel fuel, natural gas.

Ведущий редактор Г. Ф. Зонтова. Художественный редактор *Т. Н. Галицына.*
Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Е. В. Комиссарова.*

Сдано в набор 06.06.2012. Подписано в печать 30.07.2012. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 7,03.

Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4