

# ГРУЗОВИК

6  
2015

## ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель  
ООО "Издательство Машиностроение"

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

### Редакционный совет

Д.Х. Валеев,  
д-р техн. наук  
**В.А. Волков**,  
д-р техн. наук  
**С.М. Гайдар**,  
д-р техн. наук  
**Л.В. Грехов**,  
д-р техн. наук, проф.  
**В.А. Зорин**,  
д-р техн. наук  
**А.М. Иванов**,  
д-р техн. наук  
**Н.А. Иващенко**,  
д-р техн. наук  
**В.В. Комаров**,  
канд. техн. наук

В.А. Марков,  
д-р техн. наук, проф.  
**А.Н. Ременцов**,  
д-р пед. наук, канд. техн. наук  
**О.Н. Румянцева**  
**А.Ф. Синельников**,  
канд. техн. наук, проф.  
**В.С. Устименко**,  
канд. техн. наук  
**Х.А. Фасхиев**,  
д-р техн. наук, проф.  
**Н.Д. Чайнов**,  
д-р техн. наук, проф.

Корпункт:  
**Я.Е. Карповский (г. Минск)**

Адрес редакции:  
107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а  
Тел. (499) 268-41-77  
E-mail: gruzovik@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" 373409,  
по объединенному каталогу  
"Пресса России" 39799,  
по каталогу "Почта России" 25782

ООО "Издательство Машиностроение",  
"Грузовик", 2015

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** *Мамити Г. И., Плиев С. Х., Васильев В. Г.* Движение полноприводного автомобиля по вертикальной стене и его оптимальная развесовка

### Эксплуатация. Ремонт

- 4** *Демьянушко И.В., Миронова В.В., Логинов Е.М., Вахромеев А.М.* Оценка влияния условий сборки тракторных колес на их усталостную прочность

### Исследования. Расчет

- 7** *Блинов Е. И.* К основам создания динамической теории сложноструктурированных механических систем (цикл статей, статья 1). Тяговая динамика. Двигательно-трасмиссионная установка

- 14** *Вальехо Мальдонадо П. Р., Руновский К. С., Чайнов Н. Д.* Уравновешивание V-образного 6-цилиндрового четырехтактного двигателя с углом развала цилиндров 90° и равномерным чередованием вспышек

- 21** *Козловский В. Н., Дебелов В. В., Пьянов М. А., Слухин А. М.* Разработка и экспериментальное исследование электронной системы определения вязкости масла в силовом агрегате автомобиля

- 27** *Романченко М. И., Пастухов А. Г.* Совершенствование методики расчета эксплуатационного расхода топлива для дизельных грузовых автомобилей

- 37** *Турленко А. А., Лукьянов Г. З., Соколов Р. И.* Расчетно-графический способ оценки движения автопоезда на подъемах в различных дорожных условиях

### Практика

- 40** *Дэн Чэнгун.* Перспективы сотрудничества в сфере автомобильной промышленности КНР и РФ

### Безопасность

- 44** *Крамаренко Б. А.* Некоторые особенности оптимизации технологии выполнения проверок технического состояния транспортных средств при технической эксплуатации

- 48** *Abstracts of articles*

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

Система Российского индекса научного цитирования [www.elibrary.ru](http://www.elibrary.ru)  
Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

# КОНСТРУКЦИЯ

УДК 629.113

Г. И. Мамити, д-р техн. наук, профессор, С. Х. Плиев, канд. техн. наук, доцент,

В. Г. Васильев, Горский государственный аграрный университет, Владикавказ.

E-mail: avtofak.ggau@yandex.ru

## ДВИЖЕНИЕ ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ ПО ВЕРТИКАЛЬНОЙ СТЕНЕ И ЕГО ОПТИМАЛЬНАЯ РАЗВЕСОВКА

В статье исследуются условия, при которых возможны перемещения передних колес полноприводного автомобиля по вертикальной стенке.

**Ключевые слова:** возможность движения, передние колеса, полноприводной автомобиль, вертикальная стена, оптимальное распределение массы по осям двухосного автомобиля (развесовка).

Движение передних колес полноприводного автомобиля по вертикальной стенке, если не мешают габаритные параметры [1], возможно только в начальный период, когда колеса под действием силы тяги задних колес прижались к стенке с силой, достаточной для создания силы сцепления колес со стенкой, превосходящей вес  $G_1$  (рис. 1).

На схемах обозначено:  $G$  — вес автомобиля;  $G_1$  — вес автомобиля, приходящийся на переднюю ось;  $G_2$  — вес автомобиля, приходящийся на заднюю ось автомобиля;  $M_1$  — крутящий момент двигателя, подведенный к передней оси автомобиля;  $R$  — реакция противодействия стенки в начальный период;

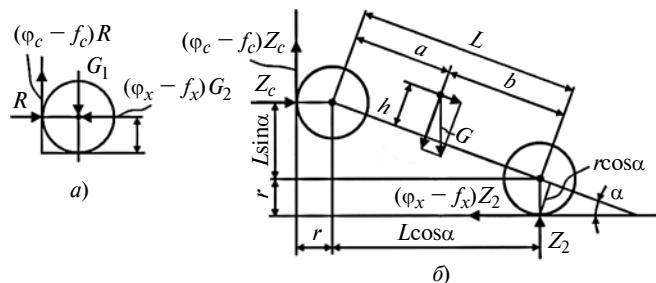


Рис. 1. Схемы к изучению возможностей движения передних колес полноприводного автомобиля по вертикальной стенке:

а — в начальный период; б — в последующем

$\varphi_x, f_x$  — коэффициенты сцепления и сопротивления качению под задней осью автомобиля;  $\varphi_c, f_c$  — коэффициенты сцепления и сопротивления качению под передней осью (на стенке);  $r$  — радиус колеса автомобиля;  $L$  — база автомобиля,  $L = a + b$ ;  $a, b$  — расстояния от центра масс автомобиля до передней и задней осей;  $h$  — расстояние от центра масс автомобиля до плоскости осей автомобиля;  $\alpha$  — угол подъема;  $Z_c, Z_2$  — нормальные реакции стенки и опорной поверхности на колеса автомобиля.

Рассмотрим силы (см. рис. 1, а), действующие на передние колеса полноприводного автомобиля [2], когда они уперлись в стенку, в которой сосредоточилась вся сила  $R$  противодействия движению ( $Z_1 = 0$ ). На ось колес будет действовать часть  $G_1$  силы тяжести (веса) автомобиля и результирующая всех касательных реакций опорной поверхности колес, представляющая собой сумму силы сцепления  $\varphi_x G_2$  и силы сопротивления качению  $f_x G_2$ :

$$(\varphi_x - f_x)G_2.$$

В контакте передних колес со стенкой под действием момента  $M_1$  создается результирующая всех касательных реакций стенки, представляющая собой сумму силы сцепления передних колес со стенкой  $\varphi_c R$  и силы сопротивления качению по стенке  $f_c R$ :

$$(\varphi_c - f_c)R.$$

# КОНСТРУКЦИЯ

Составив суммы проекций, найдем:

$$R = (\varphi_x - f_x)G_2; \quad (1)$$

$$G_1 = (\varphi_c - f_c)R. \quad (2)$$

Движение передних колес автомобиля по вертикальной стенке возможно только в том случае, если:

$$(\varphi_c - f_c)R \geq G_1. \quad (3)$$

Подставив в уравнение (3) значение  $R$  (1), получим:

$$(\varphi_c - f_c)(\varphi_x - f_x)G_2 \geq G_1$$

или

$$(\varphi_c - f_c)(\varphi_x - f_x) \geq G_1/G_2. \quad (4)$$

Выражение (4) представляет собой условие, при котором возможно движение передних колес полноприводного автомобиля по вертикальной стенке.

Условие (4) получено для наиболее тяжелого режима движения по стенке, когда передние колеса полноприводного автомобиля уперлись в стенку, колеса касаются полотна дороги без силового взаимодействия, которое сосредоточилось на стенке в виде силы  $R$  противодействия.

С началом перемещения передних колес по стенке сила  $R$  противодействия движению превращается в нормальную реакцию стенки на передние колеса  $Z_c$ , изменяясь в диапазоне от максимального значения  $R$  до 0, что неизбежно приводит к опрокидыванию автомобиля. Для описанного переходного периода (см. рис. 1, б) составим уравнение моментов относительно центра контакта задних колес с опорной поверхностью.

$$Z_c(L\sin\alpha + r) + (\varphi_c - f_c)Z_c(L\cos\alpha + r) + G(h + r\cos\alpha)\sin\alpha - G(b + r\sin\alpha)\cos\alpha = 0,$$

откуда выражение для определения текущей нормальной реакции  $Z_c$  стенки в зависимости от угла  $\alpha$  определится как:

$$Z_c = \frac{G[(b + r\sin\alpha)\cos\alpha - (h + r\cos\alpha)\sin\alpha]}{(L\sin\alpha + r) + (\varphi_c - f_c)(L\cos\alpha + r)}. \quad (5)$$

Ясно, что при  $Z_c = 0$ , автомобиль опрокинется.

Из выражения (5), положив  $Z_c = 0$ , можно определить методом итерации угол  $\alpha$ , при котором опрокинется автомобиль.

Наиболее просто угол  $\alpha$  можно определить следующим образом. Очевидно в положении, когда центр масс автомобиля окажется над задним мостом

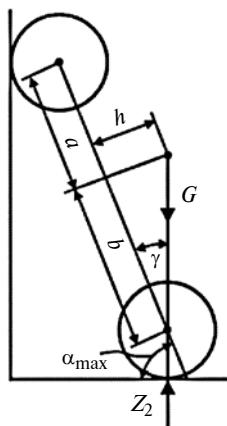


Рис. 2. Схема к определению угла  $\alpha_{\max}$  опрокидывания

(рис. 2),  $Z_2 = G$ , а  $Z_c = 0$ . Нетрудно из схемы на рис. 2 найти максимальный угол  $\alpha$  наклона продольной оси автомобиля, при которой он опрокинется:

$$\alpha_{\max} = \frac{\pi}{2} - \gamma, \quad (6)$$

где  $\gamma$  — угол, определяемый из выражения  $\gamma = \operatorname{arctgh}/b$ .

Разумеется, движение по стенке не имеет практического значения, разве что для демонстрации моши выпускаемых вездеходов для рекламных проспектов предприятий.

А вот для проектирования автомобилей максимально возможной проходимости дает мощный рычаг — функциональную зависимость (4) по которой можно определить оптимальное распределение масс по осям двухосной полноприводной колесной машины и тем самым обеспечить возможность придания ему на стадии проектирования самых высоких потенциальных свойств по проходимости.

Особо выделим, что под оптимальным распределением масс по осям автомобиля (развесовкой) понимается такая развесовка, при которой создается максимально возможная сила тяги на ведущих колесах.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мамити Г. И. Геометрическая проходимость двухосного автомобиля / Г. И. Мамити, С. Х. Плиев, Э. К. Гутиев, В. Г. Васильев // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 4. — С. 8.
2. Мамити Г. И. О высоте вертикального препятствия, преодолеваемого полноприводным автомобилем / Г. И. Мамити, С. Х. Плиев, Э. К. Гутиев, В. Г. Васильев // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 1. — С. 17—18.

# ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

УДК 629.3.027:620.178.3

И. В. Демьянушко, д-р техн. наук, профессор, e-mail: demj-ir@mail.ru,

В. В. Миронова, канд. техн. наук, доцент, e-mail: violetmir@gmail.com,

Е. М. Логинов, аспирант, e-mail: evgeny.m.loginov@gmail.com,

А. М. Вахромеев, канд. техн. наук, доцент. МАДИ, e-mail: ilka92@mail.com

## ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ СБОРКИ ТРАКТОРНЫХ КОЛЕС НА ИХ УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

*В работе исследуется усталостная прочность и долговечность сборных штампованных тракторных колес в зависимости от технологии их сборки. Приводится методика и результаты расчета напряженно-деформированного состояния колеса методом конечных элементов (МКЭ). Характеристики усталостной прочности материала колес определяются путем испытаний образцов-темплетов, вырезанных из колеса.*

**Ключевые слова:** штампованные колеса, технология, усталостная прочность, изгиб с вращением, стендовые испытания, расчет МКЭ.

(Рисунки на 2-й, 3-й, 4-й полосах обложки)

### Введение

Опыт эксплуатации автомобильных и тракторных колес показывает, что усталостная прочность изделий оказывает существенное влияние на их ресурс и зависит от материалов изготовления, нагрузок и технологии производства [1, 2]. Сборка тракторных колес из штампованных заготовок диска и обода производится запрессовкой. В результате между ободом и диском возникает натяг. Соединение обода с диском фиксируется сваркой. При усталостных испытаниях на изгиб с вращением отдельных экземпляров колес одного и того же типоразмера обнаруживаются усталостные трещины в области сварного шва, что не допускается в соответствии с нормативными требованиями к испытаниям сельскохозяйственных колес EUWA ES 3.12 [3, 4]. Наблюдаемые дефекты указывают на различия, возникающие в процессе изготовления и сборки колес, которые, в свою очередь, вызывают различия в величинах натяга между диском и ободом.

### Цель работы

Целью работы является экспериментально-расчетная оценка влияния натяга, возникающего при сборке колеса, на его усталостную прочность. В качестве объекта исследования выбрано типовое сборное тракторное колесо DW20A×26 (диаметр 26 дюймов, восемь крепежных отверстий). Для определения характеристик усталостной прочности в работе предложено использовать специальные образцы-темплеты. Расчетное исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) колеса проводится на основе конечно-элементного моделирования [5].

### Расчетная модель

Расчетный анализ колеса проводится на основе конечно-элементной модели (КЭ-модели) для условий, соответствующих нагружению колеса при стандартных стендовых испытаниях вращающимся изгибающим моментом (рис. 1), регламентируемых ГОСТ Р 52390—2005 [3, 4]. Весь КЭ-расчет проводился в комплексе MSC.Software: Patran — Nastran [7]. Моделирование колеса в сборе с нагружающими элементами испытательного стенда состоит из нескольких этапов.

В силу симметричности конструкции первичная КЭ-модель создавалась для 1/8 части колеса. Для построения модели использовались объемные шестиузловые призматические и восьмиузловые гексагональные элементы. Окончательная модель колеса была получена путем симметричного отображения полученной 1/8 КЭ-модели (рис. 2).

Закрепление модели выполняется только по наружной части внешней бортовой закраине обода колеса. Степени свободы остальных деталей сборки ограничены условиями контакта тел.

Для повышения точности расчета и его соответствия реальным условиям стендовых испытаний колес [3, 4] в настоящей работе учитывалась КЭ-модель нагружающего элемента стенда — рычага и силовые условия крепления колеса к стенду. Рычаг моделировался 10-балочными элементами (типа "Beam"), что обеспечивает достаточную точность расчета при рациональном объеме и времени вычислительных процедур. Для построения модели использовались объемные шестиузловые призматические и восьмиузловые гексагональ-

ные элементы. Моделирование условий затяжки болтовых соединений крепления колеса к стенду выполняется отдельно для каждой головки болта. Выбираются "зависимые" узлы, принадлежащие головке болта и половине его стержня, и "независимый" узел, расположенный в центре поперечного сечения стержня (поперечное сечение равноудалено от обеих головок).

К независимому узлу прикладывается сила, величина которой эквивалентна моменту затяжки болта и направлена в сторону его закрутки; в программе эта сила моделируется с помощью функции 3D Bolt Preload.

На последнем этапе выполняется моделирование скакки с помощью 10-балочных элементов типа "Beam". По окончании разбиения каждому элементу приписываются все необходимые значения параметров геометрии и свойств материала.

В соответствии с условиями нагружения колеса при стендовых испытаниях, в рассматриваемом расчете задавались следующие значения внешних нагрузок: модуль приложенной силы составлял 16,14 кН при длине рычага 1 м; усилие затяжки болтовых соединений крепления колеса к стенду — 78,45 кН, эквивалентное моменту затяжки болтов в 600 Н · м.

Расчет НДС проводился для четырех различных посадочных диаметров диска и обода, при которых: 1) натяг и зазор отсутствуют (плотный контакт); 2) натяг отсутствует, имеется зазор; 3) натяг составляет 0,25 мм; 4) натяг составляет 0,4 мм. Расчет выполнялся в упруго-пластической области деформирования с применением решателя программы Nastran-Sol 400 [7].

## Анализ результатов

При плотном контакте диска и обода (вариант 1 расчета — сборка без натяга и зазора) максимальные эквивалентные напряжения  $\sigma_i$  по Мизесу в зоне сварного шва при нагрузках, равных нагрузкам при стендовых испытаниях, составили  $\sigma_i = \sigma_a = 73$  МПа, где  $\sigma_a$  — амплитуда напряжений в точке в симметричном цикле нагружения. Распределение эквивалентных напряжений приведено на рис. 3, а.

При отсутствии контакта между ободом и диском (вариант сборки 2) грани сварного шва являются единственными поверхностями, передающими усилие от диска к ободу. Максимальные значения эквивалентных напряжений по Мизесу составили  $\sigma_i = \sigma_a = 172$  МПа (рис. 3, б).

Несмотря на то что расчеты проводились в упруго-пластической области, в районе сварного шва при нагрузении по схеме "изгиб с вращением" напряженно-деформированное состояние — упругое. Это дает возможность раздельного рассмотрения НДС от циклического нагружения для определения амплитуд напряжений  $\sigma_a$  и от натяга (вариант 3) для определения статической составляющей цикла напряжений — среднего напряжения цикла нагрузления  $\sigma_m$ .

Напряжения в районе сварного шва при натяге 0,25 мм (вариант сборки 3) составляют  $\sigma_i = \sigma_m = 136$  МПа (рис. 4, а). При натяге 0,4 мм (вариант сборки 4) напря-

жения значительно увеличиваются и составляют  $\sigma_i = \sigma_m = 228$  МПа (рис. 4, б).

Таким образом, при циклическом нагружении диска в условиях изгиба с вращением статическая составляющая напряжений от натяга может в некоторых неблагоприятных случаях достигать значений, близких к пределу текучести, который для материала обода составляет 255 МПа.

## Усталостные испытания темплетов

Определение усталостных характеристик в зоне соединения дисковой части колеса с ободом производилось на темплетах — части, колеса в области сварного шва, вырезанной двумя параллельными сечениями вблизи диаметра, перпендикулярными диаметральной плоскости колеса (рис. 5). Темплеты изготавливались из колес с различными значениями натяга: сборка колеса без натяга; натяг 0,25 мм; натяг 0,4 мм.

В отличие от стандартных методов испытаний на выносливость данная методика основана на возбуждении вынужденных колебаний темплета [6]. Испытания проводились при базовом количестве циклов нагружения  $2 \times 10^6$  на электродинамическом вибраторе при консольном закреплении темплета (рис. 6).

С целью определения рациональной схемы установки тензорезисторов и сравнения с напряжениями, полученными при расчете НДС цельного колеса, проводился предварительный расчет НДС темплета с использованием комплекса MSC.NASTRAN, в котором имитировались условия закрепления темплета на стенде и возбуждение колебаний по первому тону. Максимальные напряжения выявляются в зоне образования усталостной трещины в районе сварного шва (рис. 7).

Испытания проводились при различных значениях амплитуды возбуждения. Для достижения максимальных амплитуд колебаний и, соответственно, максимальных напряжений, возбуждение колебаний осуществлялось на частоте, равной частоте колебаний основного тона, которая предварительно определялась методом свободных колебаний и оказалась равной 690 Гц.

Критерием начала разрушения являлось падение резонансной частоты более чем на 10 Гц. Возникновение трещин выявлялось методом проникающей краски. Расположение усталостной трещины показано на рис. 8. Трещина распространяется от катета сварного шва вглубь ручья обода. Результаты испытаний приведены на рис. 9 в виде кривых усталости, построенных в полулогарифмических координатах. Здесь отчетливо проявляется линейный характер снижения амплитуд напряжений с ростом числа циклов нагружения, а также значительное рассеяние усталостных характеристик. Проведенные испытания показали, что минимальное значение предела выносливости составляет примерно 150 МПа. В границах разброса экспериментальных данных, полученных при испытаниях темплетов, прогнозируется понижение долговечности вследствие натяга.

# ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

## Результаты анализа усталостной прочности колеса

Условия сборки колеса	Амплитуда напряжений $\sigma_a$	Среднее напряжение от натяга $\sigma_m$	Предел выносливости с учетом асимметрии цикла $\sigma_{av}$	Результат
Зазор между диском и ободом	172	0	150–180	Возможное разрушение в области шва
Натяг между диском и ободом $\Delta = 0,25 \text{ мм}$	73	136	125–105	Запас по выносливости ~1,7
Натяг между диском и ободом $\Delta = 0,4 \text{ мм}$	73	228	70–90	Возможное разрушение в области шва

## Сравнительная оценка усталостной прочности

При наличии сборочного натяга напряжения от натяга являются постоянными средними напряжениями цикла, и сам цикл нагружения при изгибе с вращением является несимметричным. Влияние асимметрии цикла на предел выносливости можно учесть с использованием схематизированной диаграммы предельных амплитуд (рис. 10).

В условиях симметричного нагружения (при отсутствии натяга и зазора) амплитуда напряжений составляет около 73 МПа. При наличии зазора, когда все соединение диска с ободом осуществляется только благодаря сварному шву, амплитуда напряжений составляет 172 МПа. Последнее значение является близким к пределу выносливости материала с учетом сварного шва, что может привести к образованию трещины в области шва при стендовых испытаниях. При наличии (учете) контакта по месту соединения диска с ободом переменные напряжения (73 МПа) накладываются на средние напряжения от натяга между ободом и диском. Последние зависят от величины натяга, и наиболее неблагоприятное сочетание имеет место при максимальном натяге, равном 0,4 мм. При этом средние напряжения достигают величины 228 МПа, что в сочетании с упругими переменными напряжениями (73 МПа) также может привести к разрушению обода в области сварного шва. При меньшей величине натяга разрушение не должно происходить. Следует отметить, что испытания образцов показали существенный разброс усталостных характеристик колеса в районе сварки, что также может приводить в отдельных случаях к преждевременному появлению трещин и связано с нестабильной технологией полуручной сварки.

Для расчетной оценки долговечности колеса, предел выносливости  $\sigma_v$  в соответствии со справочными данными принимался равным 420 МПа. Предел выносливости при эксперименте устанавливался по экспериментальной диаграмме на базе  $10^6$  циклов с учетом рассеяния и с учетом асимметрии цикла при различных величинах натяга (см. рис. 10). В таблице приведены результаты расчетной оценки выносливости колеса по данным расчета НДС и данным испытаний темплетов. В результате выполненного исследования установлено, что при наличии сборочного зазора ( $\Delta = 0$ ) и максимальном натяге ( $\Delta = 4 \text{ мм}$ ) долговечность  $N$  составляет около  $2 \times 10^6$  циклов (запас на долговечность отсутствует), что может привести к возникновению усталостных трещин. При натяге  $\Delta = 0,25 \text{ мм}$  долговечность  $N > 10^7$  и запас является достаточным.

Отметим, что при полуавтоматической сварке и недостаточных запасах по выносливости (см. таблицу), а также при отсутствии натяга или максимальном натяге, возникновение трещин усталости может происходить при более низком числе циклов.

## Заключение

Проведенный анализ показал возможность расчетно-экспериментальным путем с использованием МКЭ и испытаний темплетов проводить оценку усталостной прочности и долговечности колеса с учетом технологии изготовления. Результат расчета тракторного колеса DW20A × × 26 показал, что при моделировании статического нагружения усталостные трещины могут возникнуть в области сварного шва. Представленная методика расчета колеса МКЭ с использованием разработанной модели колеса на универсальном комплексе инженерных расчетов МКЭ MSC.NASTRAN позволяет производить достаточно достоверную оценку как НДС в колесе при различных видах нагружения, так и производить оценку выносливости и долговечности с использованием приведенной методики.

Исследования показали, что для увеличения долговечности колес необходим строгий контроль диаметральных размеров выпускаемых дисков и ободьев. С учетом объема выпуска возможно группировать пары диск-обод, чтобы обеспечить гарантированный минимальный натяг и отсутствие зазора. Кроме того, следует обеспечить технологию автоматической сварки для уменьшения рассеяния усталостных характеристик конструкции.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Демьянушко И. В. Литые алюминиевые колеса для легковых автомобилей: проектирование, изготовление дизайн // И. В. Демьянушко, Ю. К. Есеновский, А. М. Вахромеев // Автомобильная промышленность. М., 2002. — № 9. — С. 35–39.
2. Демьянушко И. В. Информационные технологии и создание автомобильных конструкций / И. В. Демьянушко, М. Н. Юдин // Автомобильная промышленность. — 2003. — № 9. — С. 3–5.
3. EUWA ES 3.12. Test requirements for agricultural wheels. 2004.
4. ГОСТ Р 52390—2005. Транспортные средства. Колеса дисковые. Технические требования и методы испытаний. М.: Госстандарт, 2007. 30 с.
5. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 544 с.
6. Батрак Н. И., Вахромеев А. М. Методические особенности испытаний на усталость легковых автомобильных колес // Вопросы строительной механики и надежности конструкций: Сборник научных трудов МАДИ. — М.: МАДИ, 2008. — С. 5–11.
7. MSC. Nastran 2012 Quick Reference Guide. www.mscsoftware.com. 2012.

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

## К ОСНОВАМ СОЗДАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ СЛОЖНОСТРУКТУРИРОВАННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ (ЦИКЛ СТАТЕЙ, СТАТЬЯ 1)

УДК 629.33:519.2

Е. И. Блинов, канд. техн. наук, доцент,

Московский государственный технический университет радиотехники, электроники и автоматики  
E-mail: blinov-ti6-mgupi@mail.ru

### ТЯГОВАЯ ДИНАМИКА. ДВИГАТЕЛЬНО-ТРАНСМИССИОННАЯ УСТАНОВКА

*Многозвенные динамические модели, учитывающие внутренние упруго-демпфирующие и иные связи, наиболее адекватно представляют процессы, происходящие при работе многих машин. Пространственная модель связанных колебаний их основных систем – двигательно-трансмиссионной установки и подвески, в наибольшей степени отражающая сложные динамические взаимодействия, является базовым фрагментом для описания и изучения взаимодействий сложноструктурированных механических систем.*

**Ключевые слова:** принцип объективной реальности, система, динамика, сложноструктурированная механическая система, пространственность, собственная координата, автономный движитель, двигательно-трансмиссионная установка, подвеска.

Для преодоления последствий всякого рода санкций России необходимо наращивать объемы выпуска отечественных сложных изделий машиностроения. Сложными назовем машины, имеющие выраженные силовой привод и подвеску. Чтобы технико-эксплуатационные показатели (ТЭП) этих изделий были лучшими, процессы их разработки должны опираться на адекватные модели динамических систем; модель определим как совокупность расчетной схемы и ее математического описания.

Неадекватность модели приводит к некорректным результатам расчетов при ее реализации. Если и далее процессы проектирования и расчета будут опираться на устаревшие, в частности, "жесткие" модели, то разрыв в конкурентоспособности отечественного машиностроения будет лишь увеличиваться; "жесткими" являются модели, не имеющие упруго-демпфирующих связей (УДС).

Теория движения наземных машин, воздушных или водных судов как наука занимает особое место, изучая их важнейшие свойства и устанавливая основные качественные и количественные соотношения, служащие исходными данными в других науках об этих объектах, имея в виду прежде всего их проектирование, конструирование и прочностные расчеты. Несмотря на, казалось бы, существенные отличия перечисленных категорий машин, работа их механических систем двигательно-трансмиссионной установки (ДТУ) и подвески основана на одних и тех же законах физики. Это дает основание применить одни и те же расчетные схемы, и, следовательно, их математическое описание в отношении данных систем, объединив таким образом наземные, воздушные и водные машины в один класс динамических систем. В то же время обзор научно-технической литературы показал, что к сложнострук-

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

---

турированным системам в первую очередь следует отнести нерельсовые колесные машины (КМ), работающие в условиях беспрерывной смены структурных состояний в связи с большим разнообразием условий и режимов движения, причем последнее зависит от значительного числа контрагентов. Поэтому далее будет рассматриваться наиболее общий случай, каким являются динамические схемы КМ, обладающие развитыми системами ДТУ и подвески.

Создание динамической теории включает ряд этапов, основными из которых являются следующие.

1. Составление в соответствии с принципом объективной реальности адекватной динамической схемы исходной механической системы, включающей плоскостную схему связанных колебаний ДТУ и подвески.

2. Введение в плоскостную модель элементов, доставляющих переход к пространственной системе: в ДТУ это дифференциальные механизмы и как частный случай планетарные; в подвеске это пространственное расположение связей, приводящее к появлению общей координаты перемещения ц.м. корпуса в вертикальной плоскости, объединяющей плоскостные схемы подвески в продольной и попечной плоскостях.

3. Разработка математического описания *в собственных координатах* колебаний механической системы в виде системы ОДУ сначала плоскостной модели, а затем пространственной.

4. Определение условий существования структурных состояний. Здесь под структурой будем понимать состояние динамической системы, характеризующееся в различные моменты времени тем или иным числом  $n$  ( $i = 1, \dots, n$ ) независимых координат в уравнении Лагранжа второго рода в обобщенных координатах в виде:

$$\frac{d}{d\tau} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_i} \right) + \left( \frac{\partial R}{\partial \dot{\alpha}_i} \right) + \left( \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha_i} \right) = Q_{\alpha_i}.$$

Обозначения традиционны и поэтому не объясняются. Следует отметить, что приведенная структура уравнения Лагранжа не является догмой и может быть модифицирована в зависимости от учета тех или иных видов физических взаимодействий.

5. Разработка и реализация ЭВМ-программы связанных колебаний ДТУ и подвески, автоматически описывающей тяговую динамику и плавность хода.

6. Адаптация модели пункта 5 путем введения связей различного рода к описанию других важнейших свойств машин — управляемости, проходимости,

устойчивости, тормозной динамики и энергетики (топливной экономичности).

Реализация этих этапов привела к созданию динамической теории движения колесных машин [1], дальнейшее совершенствование и адаптация которой применительно к сложно-структурированным механическим системам, включая колесные и гусеничные грузовые машины, и является целью данной и последующих публикаций. В силу значительного объема данной тематики здесь будет рассмотрена только ДТУ. По той же причине невозможно раскрыть все этапы, поэтому кратко описываются отдельные и приводятся некоторые результаты прикладных исследований с целью подтверждения реализации соответствующих ЭВМ-программ, поскольку декларированные модели самостоятельной ценности не имеют.

К моделям предъявляются три основных требования: адекватность, универсальность, экономичность. При исследовании сложных систем следует учитывать также требование структурности. При этом, как главное выделим адекватность — свойство модели максимально точно описывать процесс. При неадекватной модели выполнение остальных требований лишено смысла.

Адекватность базируется на двух фундаментальных методах (принципах) научного исследования — *объективной реальности и системного анализа*.

*Объективная реальность* — основное свойство материи. Это означает, что физический процесс должен представляться таким, каким он существует в реальности. Для этого его модель должна идентифицироваться с позиций симптоматики исходной механической системы, в частности, характеризоваться собственными значениями независимых координат.

Метод *системного анализа* предполагает рассмотрение физического процесса во взаимосвязи всех его элементов. Использование метода позволяет на вход каждого последующего элемента через связь подать силовой выход предыдущего, объединив таким образом все элементы в систему. В противном случае связи рвутся, и тогда на вход подается волюнтаристски взятый из тех или иных соображений силовой фактор. Однако известно, что величина реакции системы, являющаяся основной искомой величиной и одновременно исходным параметром для проведения, в частности, прочностных расчетов, во многом определяется именно внешними силами. Очевидно, что при некорректно вычисленной реакции проводить какие-либо расчеты нет смысла.

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

В то же время, за исключением раздела плавности хода классическая версия науки "Теория движения КМ" низводит сложный объект с динамическими и иными связями до материальной точки (одномассовая "жесткая" модель), игнорируя объективную реальность. Это обуславливает основной недостаток одномассовой и других "жестких" моделей — они, в принципе будучи не в состоянии описать динамические колебательные процессы, основой которых является "перекачка" энергий между массами и УДС, рассматривают только статическую составляющую (квазидинамику) процесса, создавая тем самым неверное представление о механике движения. Заметим, что вследствие этого доминирующую версию теории движения уместно также называть статической.

Основываясь на принципе объективной реальности, сформулируем концепцию модели сложноструктурированной механической системы. Она должна быть *динамической* (учитывать внутренние связи в собственных координатах), *многозвенной* (содержать почти-равное исходной системе число связей), *пространственной* (включать "автономный" движитель), *структурированной* (иметь возможность изменять число независимых координат во времени) и существовать *в общем виде* (одной моделью описывать как можно более широкий класс машин).

Отметим важнейшее значение вводимого понятия "автономный" движитель. Дело в том, что каждое колесо и тем более ведущее работает в своих, автономных, присущих только этому колесу, условиях движения (убеждать в этом нет необходимости, поскольку это не только очевидно, но и экспериментально доказано в отношении ДТУ в публикациях, в частности, бауманской школы ученых под руководством д-ра техн. наук Г. А. Смирнова). Они определяются своими динамическим моментом и динамической реакцией опорной поверхности, которые замыкаются на колесе. И эту связь следует раскрыть. Сделать это можно, лишь описав работу каждой ветви привода ДТУ и каждой подвески левого и правого бортов машины, поскольку в каждой ветви привода и в каждой подвеске соответственно динамические моменты и силы отличаются как величиной, так и характером протекания в один и тот же момент времени, что и реализуется через автономное, теперь уже без кавычек, колесо. Таким образом, автономное колесо становится атрибутом современной теории автомобиля, если его нет, то выводы предоставляем сделать читателю.

Учитывая сказанное, представим динамическую схему ДТУ (рисунок) системы, движущуюся на прямолинейной траектории. Динамическими параметрами системы являются массы  $m$ , моменты инерции  $J$ , коэффициенты  $C$  и  $K$  крутильных жесткостей и демпфирования. Горизонтальный и вертикальный пунктиры означают соответственно, что на вал может быть помещено любое конечное число масс с их УДС, а между валами — любое конечное число ступеней привода. Это придает модели общий вид, позволяя с помощью лишь одной ЭВМ-программы исследовать КМ разной структуры. Приведя массу  $m_a$  машины к маховой ( $J_a = m_a r^2$ ,  $r$  — обобщенный радиус ведущего колеса), за независимые координаты примем *собственные* значения углов  $\alpha_{j,i}$  поворота масс,  $j = 1, \dots, k$ ,  $k$  — число валов,  $i = 1, \dots, n$ ,  $n$  — число масс на валу; индексы при независимых координатах везде совпадают с индексами масс. Некоторые моменты инерции дублируются обозначениями  $J_d$ ,  $J_{\text{вш}}$ ,  $J_{\text{вм}}$ ,  $J_a$ , где индексы означают принадлежность к двигателю, ведущим и ведомым частям фрикционного сцепления (ФС), массе КМ. При времени  $\tau = 0$  начальные значения независимых координат равны нулю, кроме угловых скоростей масс ведущей ветви ДТУ, равных стартовой угловой скорости двигателя. На массы, показанные в виде дисков, действуют и внутренние моменты  $T_{\text{уд}}$  упруго-демпфирующих сил, и внешние ( $T_d$ ,  $T_\phi$ ,  $T_a$  — крутящий момент двигателя, моменты трения ФС и сопротивления движению) моменты; на промежуточные — только  $T_{\text{уд}}$ .

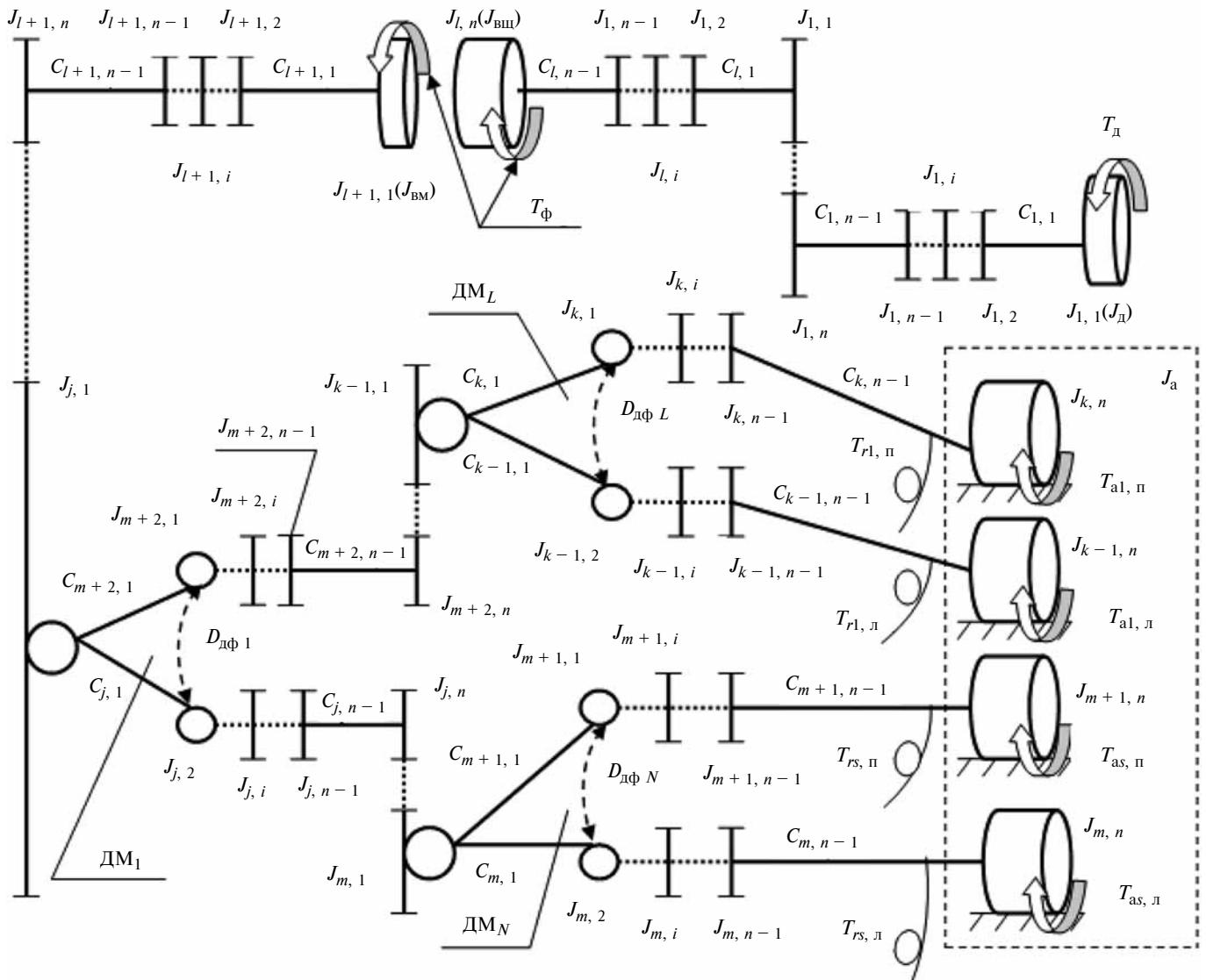
Развивая идею автономного колеса, одним из отличий модели от опубликованной [1] является представление массы  $J_a$  машины в виде нескольких с моментами инерции  $J_{m,n}, \dots, J_{k,n}$ , соответствующими массам, приходящимся на данный движитель. Это связано с тем, что скорости  $\dot{\alpha}_{a,i}$ ,  $i = 1, \dots, k$ , движителей неодинаковы, что доказано экспериментально; здесь  $k$  — число движителей. Тогда скорость массы  $J_a$ , обобщенный радиус  $r$  и другие аналогичные параметры определяются по схожим формулам

$$\dot{\alpha}_a = \left( \sum_{i=1}^k \dot{\alpha}_{a,i} \right) / k; \quad r = \left( \sum_{i=1}^k r_i \right) / k, \quad \text{где } r_i \text{ — радиус } i\text{-го автономного колеса.}$$

Треугольные фрагменты — дифференциальные механизмы (ДМ) раздают момент по осям (бортам), придавая пространственность модели ДТУ.

Кроме интегральной связи через автономное колесо, ДТУ и подвеска имеют силовую прямую связь через реактивные моменты  $T_{n,l,\pi}$ ,  $i = 1, \dots, s$ ,  $s$  — число

## ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ



Пространственная динамическая схема ДТУ в общем виде (коэффициенты  $K$  демпфирования, имеющие тот же индекс, что и коэффициенты  $C$  жесткостей, учитываются, но на схеме не показаны)

ведущих осей, вызывающие колебания корпуса, и обратную — через опорные реакции, формирующие момент  $T_a$ ; подстрочные индексы "л, п" означают принадлежность параметра к левому, правому бортам машины.

Математическое ядро модели ДТУ состоит из системы ОДУ, которая по Д'Аламберу при принятых законах изменения внешних сил в одном из структурных состояний, каким является тяговый режим при буксующем ФС на прямолинейной траектории, записывается в виде (1)–(9):

$$J_{\text{d}} \ddot{\alpha}_{\text{d}} = T_{\text{d}} - T_{\text{vd1,1}}; \quad (1)$$

$$J_{\text{VIII}} \ddot{\alpha}_{\text{VIII}} = T_{\text{v.d.}/n-1} - T_{\Phi}; \quad (2)$$

$$J_{\text{BM}} \ddot{\alpha}_{\text{BM}} = T_{\Phi} - T_{\text{v}\pi/l+1,1}; \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} J_{m,n}\ddot{\alpha}_{m,n} &= T_{\text{уд},m,n-1} - T_{\text{а},s,\text{l}}; \\ J_{m+1,n}\ddot{\alpha}_{m+1,n} &= T_{\text{уд},m+1,n-1} - T_{\text{а},s,\text{n}}; \\ \dots \\ J_{k-1,n}\ddot{\alpha}_{k-1,n} &= T_{\text{уд},k-1,n-1} - T_{\text{а},1,\text{l}}; \\ J_{k,n}\ddot{\alpha}_{k,n} &= T_{\text{уд},k,n-1} - T_{\text{а},1,\text{n}}; \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$J_{j,i} \ddot{\alpha}_{j,i} = T_{\text{vd } j,i-1} - T_{\text{vd } j,i}; \quad (5)$$

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

---

$$J_{j+1,1}\ddot{\alpha}_{j+1,1} = T_{\text{уд},j,n}u - T_{\text{уд},j+1,1}; \quad (6)$$

$$J_{j,1}\ddot{\alpha}_{j,1} = T_{\text{уд},j-1,n}u - T_{\text{уд},j,1} - T_{\text{уд},q,1}; \quad (7)$$

$$J_{j,2}\ddot{\alpha}_{j,2} = T_{\text{уд},j,1} - T_{\text{уд},\text{дф}} - T_{\text{уд},j,2}; \quad (8)$$

$$J_{q,1}\ddot{\alpha}_{q,1} = T_{\text{уд},q,1} + T_{\text{уд},\text{дф}} - T_{\text{уд},q,2}. \quad (9)$$

Иные структурные состояния не представлены и реализуются при ЭВМ-решении путем введения соответствующих признаков (как правило, это массивы целочисленных переменных) структурных состояний, условия существования которых вытекают из физической сущности процесса. Система (1)–(9) представляет собой ОДУ 2-го порядка, решена с помощью ЭВМ-программы "RVKDIN" [1] численно с использованием стандартной ФОРТРАН-подпрограммы *HPCC*, реализующей метод Рунге–Кутты 4-го порядка с предикт-корректором Хемминга–Милна.

Уравнения (1)–(3) справедливы для масс  $J_d, J_{\text{вщ}}$ ,  $J_{\text{вм}}$ ; (4) – для масс  $J_{m,n}, J_{m+1,n}, \dots, J_{k-1,n}, J_{k,n}$ ; (5) – для промежуточных масс кроме масс колес зацеплений и ДМ; (6) – для масс колес зацеплений, где  $u$  – передаточное число соответствующей пары; (7)–(9) – для масс ДМ,  $f=1, 2, \dots, L$ , здесь  $L$  – число ДМ,  $q$  – порядковый номер подстрочного индекса, совпадающего с индексами "правого" выходного участка и "правой" массы ДМ (на рисунке это участки  $m+2, 1, m+1, 1, k, 1$  и массы с теми же индексами).

Фактически число ДУ больше 9 и равно числу независимых координат. Почти-точно (без учета процессов буксования ФС и движителей) количество ДУ 2-го порядка для системы ДТУ можно подсчи-

тать по формуле  $\left(\sum_i^n \sum_j^k \alpha_{j,i}\right) + 3L$ , где  $\alpha$  – координата

угла поворота массы;  $k$  и  $n$  – число валов и масс на каждом валу без учета ДМ;  $L$  – число ДМ. При этом число масс на каждом валу необязательно должно быть одинаковым.

Внутренние силы в ДТУ имеют упруго-демпфирующую природу и поэтому структура их формул для каждого участка одинакова и, например, для участка с коэффициентом  $C_{1,1}$  жесткости такова

$$T_{\text{уд},1,1} = C_{1,1}(\alpha_{1,1} - \alpha_{1,2}) + K_{1,1}(\dot{\alpha}_{1,1} - \dot{\alpha}_{1,2}).$$

Выпадают из правила  $T_{\text{уд},\text{дф}}$ , выражаемые через дифференциальные связи [2].

Рассмотренная модель ДТУ автоматически описывает тяговую динамику и одновременно (совместно с моделью подвески, описывающей плавность

хода) служит базовым фрагментом, который адаптирован [1] за счет введения дополнительных связей для изучения других важнейших свойств КМ – управляемости, проходимости, устойчивости, тормозной динамики, а также энергетики.

Приведем один пример, показывающий разницу применения "жесткой" модели и модели, изображенной на рисунке и описываемой системой (1)–(9). Известен [3] аналитически-экспериментальный расчет работы  $A_6$  буксования ФС для машины КАМАЗ-5320 массой 27 220 кг по "жесткой" модели, который показал, что  $A_6 = 128,00$  кДж. Расчет в соответствии с моделью (см. рисунок) дает  $A_6 = 50,57$  кДж. Таким образом, ошибка (коэффициент запаса) равна  $128,00/50,57 = 2,52$  или 252 %. Однако известно, что излишнее завышение коэффициента запаса приводит либо к перерасходу металла при изготовлении механизма (примерно в 2 раза в данном случае), либо к неоправданному увеличению его срока службы, который может превысить срок эксплуатации других механизмов ДТУ или машины в целом.

Этот пример наглядно свидетельствует о том вреде, который до сего времени наносится автопроизводителям при использовании неадекватных "жестких" моделей.

(В скобках заметим, что результаты любых расчетов не должны противоречить физической природе изучаемого явления, которая в данном случае состоит в том, что при фрикционной атаке ведущей массе легче обеспечить большую угловую скорость ведомой массы, если она связана с рабочим органом-движителем упругой связью, поскольку скорость ведомой массы включает угловую скорость закрутки этой связи. В итоге по сравнению со случаем "жесткой" связи время замыкания ФС по условию  $\dot{\alpha}_{\text{вм}} = \dot{\alpha}_{\text{вщ}}$  станет меньше, и работа  $A_6$ , линейно связанная с временем буксования, также уменьшится. Отсюда важный для практики вывод: чем более податлива, разумеется, в пределах прочностных условий, ведомая ветвь ДТУ, тем меньше работа  $A_6$  буксования любых фрикционных пар и, в частности, ФС.)

Исследования сложных систем наиболее рационально проводить как оптимизационные, для чего разработана ЭВМ-программа "RVKOPT", краткое описание которой и блок-схему можно найти в [1]. Результаты однокритериальной однопараметрической оптимизации сведены в таблицу. Для подтверждения их общности исследовались модели базовых машин, коренным образом отличающихся друг от друга по массе, структуре и другим важнейшим признакам – это колесные машины ВАЗ-1111 (полная масса 970 кг), 6 × 6 (7500 кг) и МАЗ-5335 (14 950 кг), а также гусеничная машина БМП-1 полной массой

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

---

13 т. В шапке таблицы выведены оптимизируемые параметры  $p$ , а в боковике — критерии  $K_0$  оптимизации, причем представлены *доминирующие* (характерные для машин разных классов и назначений) тенденции. Символы ячеек означают: знак "+" ("−") показывает, что увеличенная (уменьшенная) величина  $p^*$  доставляет критерию оптимум  $K_0^*$  (символ "\*" означает принадлежность к оптимальному значению параметра или минимаксной величине критерия) с выигрышем в качестве не более 5 % по сравнению со штатным  $K_0^{\text{шт}}$ ; символ "+ +" ("− −") говорит о том же, но при  $K_0^* > 5\%$ ; символ "шт" означает, что  $K_0^* \approx K_0^{\text{шт}}$ ; символ "(вл)" указывает, что оптимум доставляется лишь одним (влияющим) элементом данного массива; символ "±" означает сложную зависимость  $K_0 = f(p)$ , когда величины отдельных элементов массива для достижения минимакса функции надо увеличивать, а других — уменьшать.

Значения величин параметров ДТУ влияют на все без исключения ТЭП автомобиля. Учитывая заявленную тематику, здесь рассмотрим лишь показатели, характеризующие тяговую динамику. Другие важнейшие эксплуатационные свойства, в частности, энергетика, будут рассмотрены в последующих публикациях.

Итак, в таблице представлены результаты оптимизации по критериям, характеризующим два эксплуатационных свойства машин: нагруженность

(прочность  $\Rightarrow$  вероятность безотказной работы  $\Rightarrow$  надежность) элементов ДТУ, количественный показатель — минимум максимумов моментов  $T_{\text{уд}}$  упруго-демпфирующих сил на участках ДТУ в ведущей и ведомой ветвях; разгонная динамика (как одна из составляющих производительности труда), показатель — максимум набранной скорости  $V$ .

Для уменьшения объема таблицы в индексах некоторых  $p$  и  $K_0$  выведен знак " $\Sigma$ ", указывающий тенденцию для всех элементов ведущей (вш) или ведомой (вм) ветви ДТУ (фактически оптимизация проводилась для каждого элемента массива  $p$  в отношении каждого элемента массива  $K_0$ ). В этом случае общее количество масс и участков ДТУ при построении данной таблицы, например, для МАЗ-5335 равно соответственно 17 и 15; при такой структуре ДТУ общее число оптимизируемых параметров достигает 56, а критериев оптимизации — 16. Отсюда, только для этой машины данные таблицы в виде принятых символов отражают  $56 \times 16 = 896$  обработанных массивов. Учитывая столь значительное количество проанализированных зависимостей, таблица содержит сведения, отражающие многие тенденции в отношении ДТУ.

В заключение необходимо отметить, что идею создания динамической теории автомобиля [4] выдвинул в соавторстве д-р техн. наук В. М. Семенов, возглавлявший в НАМИ одну из ведущих в области ди-

**Сводная таблица результатов анализа доминирующих тенденций**

Показатель ( $K_0$ )	Параметр ( $p$ )														
	$r_k$	$\tau_h$	$m_a$	$\alpha_d^{xx}$	$\beta$	$J_{\Sigma\text{вш}}$	$J_{\Sigma\text{вм}}$	$C_{\Sigma\text{вш}}$	$C_{\Sigma\text{вм}}$	$K_{\Sigma\text{вш}}$	$K_{\Sigma\text{вм}}$	$u_{\text{пв}}$	$u_o$	$u_p$	$u_{\text{кп}}$
$(T_{\text{уд}\Sigma\text{вш}}^{\max})^{\min}$	шт	шт	шт	++	шт	++ (вл)	-- (вл)	-- (вл)	-- (вл)	+	шт	++	++	++	++
$(T_{\text{уд}\Sigma\text{вм}}^{\max})^{\min}$	--	шт	--	шт	шт	±	±	±	-- (вл)	±	шт	--	--	--	--
$V^{\max}$	++	+	шт	-	-	+	-	шт	-- (вл)	+	±	--	--	--	--

**П р и м е ч а н и я.**

1. Обозначения оптимизируемых параметров:  $r_k$  — радиус ведущего колеса;  $\tau_h$  — время нарастания момента сил трения ФС до максимума;  $m_a$  — масса машины;  $\alpha_d^{xx}$  — стартовая угловая скорость двигателя, рабочая точка которого при этом находится на ветви х.х.;  $\beta$  — коэффициент запаса момента сил трения ФС;  $J$ ,  $C$ ,  $K$  — моменты инерции, коэффициенты жесткостей и демпфирования ведущей и ведомой ветвей ДТУ;  $u_{\text{пв}}$ ,  $u_o$ ,  $u_p$ ,  $u_{\text{кп}}$  — передаточные числа пары привода промежуточного вала КП, главной передачи (для ГМ — пары постоянного зацепления), бортового редуктора, в КП соответственно, однако некоторые из базовых машин не обладают всеми перечисленными ступенями ДТУ, но при оптимизации это учитывалось.

2. Оптимизация по критериям  $T_{\text{уд}}$  производилась только на 1-й передаче, по критерию  $V^{\max}$  — по достижению 50 % максимальной скорости.

3. Оптимизационный интервал равен  $\pm 20\%$  штатного значения параметра.

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

намики машин научных школ СССР. Однако по разным причинам это так и осталось нереализованным.

## Выводы

1. Разработана динамическая пространственная многозвенная в собственных координатах модель ДТУ сложноструктурированной механической системы.

2. Модель п. 1 реализована в виде нескольких ЭВМ-комплексов, основными из которых являются программа "RVKDIN" однократной реализации, а также программа "RVKOPT" оптимизационного поиска, результаты которого по однокритериальному однопараметрическому виду оптимизации представлены в таблице.

3. Научная ценность состоит в том, что в силу применения принципа объективной реальности представленная здесь модель не имеет аналогов.

4. Практическая ценность заключается в том, что разработанная ЭВМ-программа "RVKOPT" дает

конструкторам автотракторной техники мощный инструмент исследования, позволяя проектировать машины с высоким конкурентоспособным уровнем ТЭП. Данная программа "обучена" проводить все известные виды оптимизации, в том числе и многопараметрическую многокритериальную оптимизацию [1].

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Блинов Е. И. Основы динамической теории автомобиля: Учеб. для вузов.— М.: МГУПИ, 2007. 210 с.
2. Блинов Е. И. Основы динамической теории движения гусеничной машины: Учеб. для вузов.— М.: МГУПИ, 2009. 255 с.
3. Сцепления тяговых и транспортных машин / И. Б. Барский, С. Г. Борисенко, В. А. Галанин и др.: Под ред. Ф. Р. Геккера.— М.: Машиностроение, 1989. 344 с.
4. Кондрашкин С. И., Контанистов С. П., Семенов В. М. Принципы построения математических моделей динамики автомобиля. — Автомобильная промышленность. 1979, № 7. С. 24—27.

## MAN в России: результаты 2014 года

ООО "МАН Трак энд Бас РУС" провел ежегодную Пресс-конференцию и объявил итоги года. Несмотря на неблагоприятные экономические условия, результаты 2014 года можно оценить как удовлетворительные. MAN удерживает рыночные позиции и демонстрирует стабильную долю, устойчивый спрос на наиболее популярные модели грузовиков и автобусов, а также лидирует в совокупных продажах новых и подержанных грузовых автомобилей. В условиях высокой неопределенности текущего года компания сосредоточится на продажах самой востребованной техники и послепродажной поддержке.

Компания ООО "МАН Трак энд Бас РУС" провела ежегодную Пресс-конференцию и объявила итоги года. На мероприятии были озвучены результаты деятельности за 2014 год (далее приведены расчеты, сделанные на основе данных агентства "ЭВИТОС-ИНФОРМ").

- Несмотря на значительные изменения в конъюнктуре рынка, доля MAN среди европейских грузовиков массой от 6 тонн составила 21,8 % (22,0 % в 2013 г., 22,2 % в 2012 г.).
- MAN занимает первое место в совокупных продажах новых и подержанных грузовых автомобилей: по информации "Автостат Инфо" регистрация грузовиков MAN в России составила 9 590 ед., что значительно превышает аналогичные показатели конкурирующих брендов.
- Модель TGS в семействе MAN признана самым популярным грузовиком среди "европейцев", продажи составили 3190 ед. за год.
- MAN лидирует в сегменте грузовиков с колесной формулой 6x6 с долей около 60 %.
- MAN занимает первое место по продажам туристских автобусов длиной более 10 метров, рыночная доля в 2014 г. составила 45,7 %.

"К сожалению, российский рынок коммерческого автотранспорта переживает существенный спад. Но, несмотря на неблагоприятную рыночную конъюнктуру, MAN доказал, что занимает прочные позиции в России со стабильной на протяжении последних лет долей рынка. Это дает нам основание делать осторожные, но оптимистичные прогнозы и рассчитывать на рост в долгосрочной перспективе. Мы считаем ключевыми факторами нашего успеха на российском рынке один из крупнейших среди "европейцев" совокупный парк автомобилей, высокий спрос на различные модификации грузовика MAN TGS и широкую сервисную сеть, насчитывающую более 50 партнеров. Мы верим в перспективы нашего бизнеса в России и смотрим в будущее с оптимизмом", — отметил Генеральный директор ООО "МАН Трак энд Бас РУС" Йорг Моммертц.

По данным ведущих автомобильных аналитических агентств российский рынок коммерческой техники в 2014 году демонстрирует негативную динамику. Так, общий рынок грузовиков массой от 6 тонн снизился на 21,4 %, при этом сокращение продаж Европейской "семерки" превысило 32 %. А данные по продажам автобусов в сегменте от 10 м показали падение на более чем 42 %. Большинство аналитиков сходится во мнении, что продажи техники в 2015 году продолжат снижаться. Итоги первых двух месяцев 2015 года подтверждают этот прогноз: падение рынка грузовиков в январе—феврале 2015 года достигло 40 %, а продажи автомобилей семи европейских производителей снизились на 59 % по сравнению с результатами предыдущего года.

В сложившихся неблагоприятных условиях основным направлением работы MAN в России становится фокус на те сферы бизнеса, которые доказали устойчивость в различных экономических условиях и неизменную привлекательность для клиентов. Так, основной акцент в продажах новой техники будет сделан на модели грузовых автомобилей и автобусов, которые уже были успешно приняты рынком, в их числе MAN TGS среди грузовиков и MAN Lion's Coach среди автобусов. Вторым важным направлением работы станет совершенствование послепродажных услуг и продажи оригинальных запасных частей. Российский парк коммерческих автомобилей MAN насчитывает около 76 000 единиц, и его обслуживание является ключевым приоритетом в работе компании. Развитая сервисная сеть с более чем 50 партнерскими центрами по всей России позволит эффективно работать с владельцами техники.

Пресс-служба ООО "МАН Трак энд Бас РУС"

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 436.03.001

П. Р. Вальехо Мальдонадо, канд. техн. наук, доцент, К. С. Руновский, канд. техн. наук, доцент,  
Университет машиностроения,  
Н. Д. Чайнов, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н. Э. Баумана  
E-mail: prvm@rambler.ru

## УРАВНОВЕШИВАНИЕ V-ОБРАЗНОГО 6-ЦИЛИНДРОВОГО ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С УГЛОМ РАЗВАЛА ЦИЛИНДРОВ 90° И РАВНОМЕРНЫМ ЧЕРЕДОВАНИЕМ ВСПЫШЕК

В статье рассматривается уравновешивание V-образного 6-цилиндрового четырехтактного двигателя с углом развала цилиндров 90° и равномерным чередованием вспышек. Предложен способ уравновешивания неуравновешенных моментов от сил инерции 1-го порядка с помощью всего двух (вместо четырех) уравновешивающих валов. В качестве одного из этих двух валов может быть использован коленчатый вал. Показано, что в случае необходимости, используя тот же способ, можно уравновесить и моменты от сил инерции 2-го порядка, установив для этого еще два (вместо дополнительных четырех) уравновешивающих вала.

Указано также место удобного расположения противовесов коленчатого вала, предназначенных для уравновешивания в рассматриваемом двигателе моментов от центробежных сил инерции.

Приведены формулы для определения масс всех противовесов, обеспечивающих полное уравновешивание двигателя.

**Ключевые слова:** уравновешивание, равномерное чередование вспышек, V-образный двигатель, угол развала цилиндров.

В V-образных двигателях наиболее рациональной является конструкция кривошипно-шатунного механизма (КШМ) с общей для двух смежных цилиндров шатунной шейкой. Однако во многих случаях такая конструкция не обеспечивает равномерного чередования вспышек в цилиндрах двигателя, что негативно отражается на его вибрационных характеристиках.

Равномерное чередование вспышек в V-образном двигателе, как известно, можно обеспечить смещением шатунных шеек смежных цилиндров на определенный угол. Для четырехтактного двигателя с числом цилиндров  $i$  и углом развала их  $\gamma_{II}$  необходимую величину углового смещения  $\Delta\gamma$  шеек можно определить по формуле:

$$\Delta\gamma = (720^\circ/i) - \gamma_{II}.$$

При этом кривошипы в каждом ряду цилиндров должны быть повернуты относительно друг друга на угол  $\delta = 720^\circ/i$ . В V-образном 6-цилиндровом четырехтактном двигателе с углом развала цилиндров 90°

смещение шатунных шеек смежных цилиндров должно составлять 30° (рис. 1 и 2).

Рассмотрим уравновешивание такого двигателя, считая направление осей цилиндров правого ряда ко-

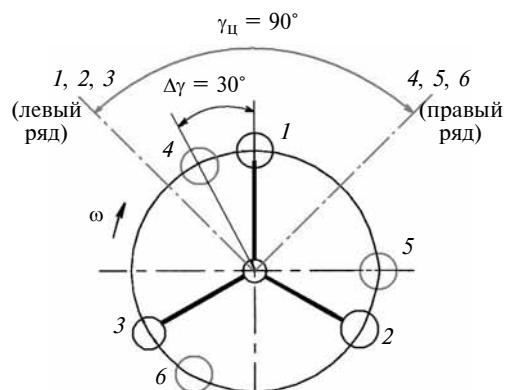


Рис. 1. Коленчатый вал со смещенными шатунными шейками, обеспечивающий равномерную работу V-образного 6-цилиндрового четырехтактного двигателя с углом развала цилиндров 90° (1–6 — номера цилиндров двигателя от носка коленчатого вала)

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

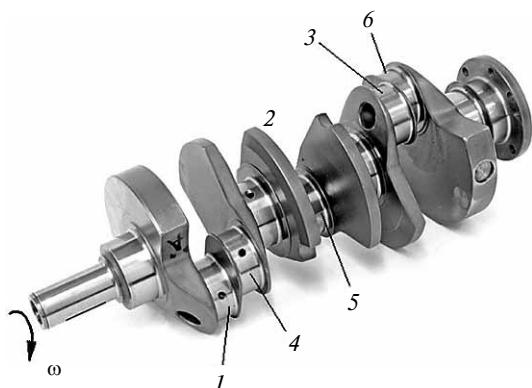


Рис. 2. Общий вид коленчатого вала со смещенными шатунными шейками

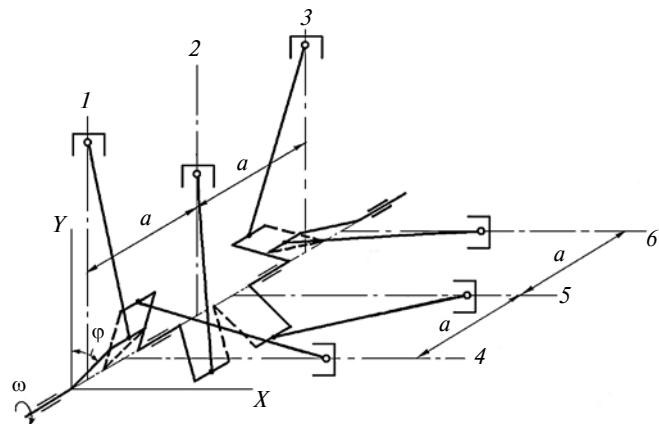


Рис. 3. Схема КШМ V-образного 6-цилиндрового четырехтактного двигателя с углом развала цилиндров 90° со смещенными шатунными шейками

ординатной осью  $X$ , а осей цилиндров левого ряда — осью  $Y$ . Повернем для удобства систему координат  $X$ ,  $Y$  вместе с двигателем на 45° по ходу часовой стрелки, чтобы координатные оси расположились соответственно горизонтально и вертикально (рис. 3).

Анализ уравновешенности двигателя удобно выполнять, рассматривая его как объединение двух: левого (со стороны носка коленчатого вала) вертикального и правого горизонтального рядных 3-цилиндровых двигателей, связанных общим коленчатым валом с углом между кривошипами вала каждого двигателя 120° и смещением кривошипов вала правого двигателя относительно левого на угол 30° против направления вращения вала.

Как известно, в каждом из таких 3-цилиндровых двигателей все силы инерции являются уравновешенными, значит они уравновешены и в рассматриваемом двигателе. Моменты от сил инерции в 3-цилиндровых двигателях не уравновешены.

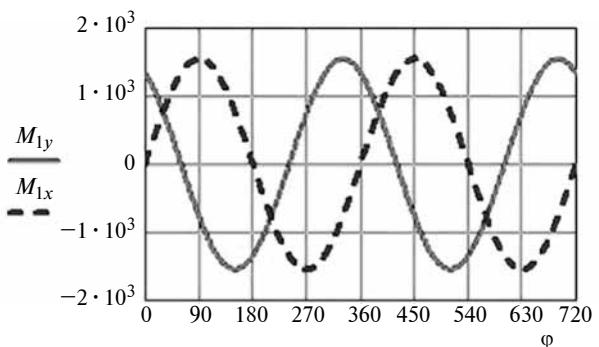


Рис. 4. Графики изменения моментов, Н·м, от сил инерции 1-го порядка

**Момент от сил инерции 1-го порядка** в левом 3-цилиндровом двигателе [1, 3, 5]:

$$M_{1y} = m_j R \omega^2 a (1,5 \cos \varphi - 0,866 \sin \varphi), \quad (1)$$

где  $m_j$  — возвратно-поступательно движущаяся масса в одном цилиндре двигателя;  $\omega$  — угловая скорость коленчатого вала, рад/с;  $R$  — радиус кривошипа;  $a$  — расстояние между осями соседних цилиндров;  $\varphi$  — угол поворота коленчатого вала (ПКВ), отсчитываемый от ВМТ поршня 1-го цилиндра (рис. 4).

Момент  $M_{1x}$  от сил инерции в правом (горизонтальном) 3-цилиндровом двигателе:

$$M_{1x} = m_j R \omega^2 a [1,5 \cos(\varphi - 120^\circ) - 0,866 \sin(\varphi - 120^\circ)].$$

Максимальное значение этих моментов:

$$|M_{1y}|_{\max} = |M_{1x}|_{\max} = 1,732 m_j R \omega^2 a$$

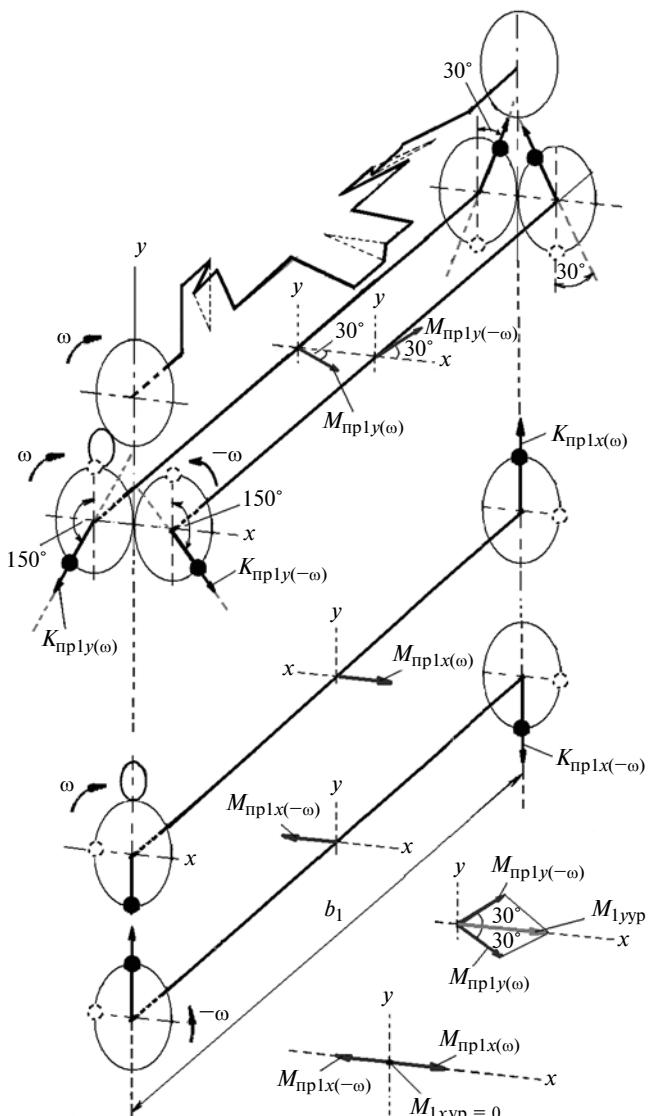
имеет место при  $\varphi_{1y} = 150^\circ \pm 180^\circ k$  ( $k = 0, 1, 2, \dots$ ) и  $\varphi_{1x} = 270^\circ \pm 180^\circ k$ .

Полное уравновешивание каждого из моментов  $M_{1y}$  и  $M_{1x}$  достигается с помощью четырех противовесов, установленных на двух дополнительных валах, вращающихся в противоположных направлениях с угловыми скоростями  $\omega$  и  $-\omega$ .

Противовесы, уравновешивающие момент  $M_{1y}$ , устанавливают так, чтобы при повороте 1-го колена вала на угол  $\varphi = 150^\circ, 330^\circ, \dots$  их центробежные силы действовали в двух плоскостях, параллельных плоскости осей  $Y$  цилиндров левого ряда.

Противовесы на другой паре валов устанавливают так, чтобы при повороте 1-го колена на угол  $\varphi = 90^\circ, 270^\circ, \dots$  их центробежные силы действовали в плоскостях, параллельных плоскости осей  $X$  цилиндров правого ряда. Очевидно, по модулю момент, создаваемый парой противовесов, установленных на

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ



**Рис. 5. Схема уравновешивания моментов от сил инерции первого порядка в V-образном 6-цилиндровом четырехтактном двигателе с углом раз渲а цилиндров 90° и равномерным чередованием вспышек**

каждом из валов, должен составлять половину максимального уравновешиваемого момента:

$$|M_{\text{пр1}}| = 0,866m_jR\omega^2a.$$

На рис. 5 для начального значения угла ПКВ  $\varphi = 0$  показаны положения противовесов, создающих центробежные силы  $K_{\text{пр1}y(\omega)}$  и  $K_{\text{пр1}y(-\omega)}$ ,  $K_{\text{пр1}x(\omega)}$  и  $K_{\text{пр1}x(-\omega)}$  и их моменты  $M_{\text{пр1}y(\omega)}$  и  $M_{\text{пр1}y(-\omega)}$ ,  $M_{\text{пр1}x(\omega)}$  и  $M_{\text{пр1}x(-\omega)}$ . Уравновешивающие моменты  $M_{1y \text{уп}}$  и  $M_{1x \text{уп}}$  определяются геометрическим сложением моментов центробежных сил противовесов, обозначенных одноименными индексами:

$$\vec{M}_{1y \text{уп}} = \vec{M}_{\text{пр1}y(\omega)} + \vec{M}_{\text{пр1}y(-\omega)},$$

$$\vec{M}_{1x \text{уп}} = \vec{M}_{\text{пр1}x(\omega)} + \vec{M}_{\text{пр1}x(-\omega)}.$$

При данном положении коленчатого вала  $M_{1x \text{уп}} = 0$ .

Уравновешивание моментов от сил инерции 1-го порядка требует, таким образом, установки в рассматриваемом двигателе четырех дополнительных валов и восьми противовесов. Но поскольку плоско-параллельный перенос дополнительного вала с противовесами не изменяет создаваемого момента центробежных сил, все уравновешивающие массы противовесов, вращающихся в одинаковую сторону, можно разместить на одном общем валу, сохранив их угловое местоположение и сократив таким образом количество дополнительных валов до двух. Количество противовесов на каждом из этих двух общих валов тоже можно сократить — с четырех до двух, заменяя для этого противовесы, расположенные на одном конце вала одним противовесом, эквивалентным им по уравновешивающему действию. Угловое положение таких противовесов и их массы найдем, выполняя векторное сложение моментов, создаваемых противовесами, вращающимися в одну и ту же сторону (рис. 6). Так, массы  $m_{\text{пр1}(\omega)}$  "объединенных" противовесов вала, вращающегося с угловой скоростью  $\omega$ , должны создавать момент:

$$\vec{M}_{\text{пр1}(\omega)} = \vec{M}_{\text{пр1}x(\omega)} + \vec{M}_{\text{пр1}y(\omega)},$$

а массы  $m_{\text{пр1}(-\omega)}$  противовесов другого вала — момент:

$$\vec{M}_{\text{пр1}(-\omega)} = \vec{M}_{\text{пр1}x(-\omega)} + \vec{M}_{\text{пр1}y(-\omega)}.$$

При  $\varphi = 0$  одинаковые по величине векторы моментов  $M_{\text{пр1}x(\omega)}$  и  $M_{\text{пр1}y(\omega)}$  направлены под углом соответственно  $90^\circ$  и  $120^\circ$  к оси  $Y$  в сторону вращения вала, т. е. по ходу часовой стрелки. Суммарный вектор  $M_{\text{пр1}(\omega)}$  этих моментов при  $\varphi = 0$  направлен, очевидно, под углом  $(90^\circ + 120^\circ)/2 = 105^\circ$  к оси  $Y$  по ходу часовой стрелки. Величина его:

$$M_{\text{пр1}(\omega)} = 1,673m_jR\omega^2a.$$

Векторы одинаковых по величине моментов  $M_{\text{пр1}x(-\omega)}$  и  $M_{\text{пр1}y(-\omega)}$  при  $\varphi = 0$  направлены под углом соответственно  $90^\circ$  и  $-60^\circ$ , измеряемым в сторону вращения второго вала, т. е. против хода часовой

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

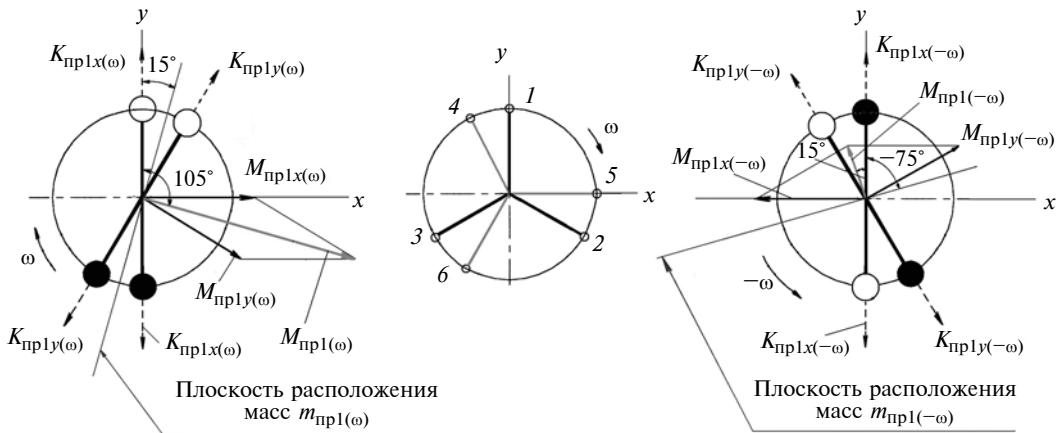


Рис. 6. К уравновешиванию моментов от сил инерции 1-го порядка

стрелки. Суммарный вектор  $M_{\text{пр}1(-\omega)}$  при  $\varphi = 0$  направлен под углом  $(-60^\circ + 90^\circ)/2 = 15^\circ$  к оси  $Y$  — тоже против хода часовой стрелки. Величина его:

$$M_{\text{пр}1(-\omega)} = 0,448m_jR\omega^2a.$$

Принимая расстояние между плоскостями вращения противовесов на обоих валах одинаковым и обозначая его  $b_1$ , найдем массы противовесов из равенств:

$$M_{\text{пр}1(\omega)} = m_{\text{пр}1(\omega)}\rho_{\text{пр}1(\omega)}\omega^2b_1;$$

$$M_{\text{пр}1(-\omega)} = m_{\text{пр}1(-\omega)}\rho_{\text{пр}1(-\omega)}\omega^2b_1,$$

где  $\rho_{\text{пр}}$  — расстояние от центра тяжести противовеса до оси вращения соответствующего вала.

Учитывая найденные значения  $M_{\text{пр}1(\omega)}$  и  $M_{\text{пр}1(-\omega)}$ , получим:

$$m_{\text{пр}1(\omega)} = 1,673m_j \frac{R}{\rho_{\text{пр}1(\omega)}} \frac{a}{b_1};$$

$$m_{\text{пр}1(-\omega)} = 0,448m_j \frac{R}{\rho_{\text{пр}1(-\omega)}} \frac{a}{b_1}.$$

Плоскость действия момента перпендикулярна направлению вектора этого момента, поэтому противовесы  $m_{\text{пр}1(\omega)}$  при  $\varphi = 0$  должны находиться в плоскости, составляющей с плоскостью 1-го кривошипа угол  $105^\circ - 90^\circ = 15^\circ$  в направлении вращения вала, т. е. по ходу часовой стрелки. Противовесы  $m_{\text{пр}1(-\omega)}$  при  $\varphi = 0$  должны находиться в плоскости, составляющей с плоскостью 1-го кривошипа угол  $15^\circ - 90^\circ = -75^\circ$  при условии, что положительные углы отсчитываются против хода часовой стрелки.

Для максимального упрощения уравновешивающего механизма можно в качестве вала, вращающегося с угловой скоростью  $\omega$ , использовать коленчатый вал, перенеся на него соответствующие противовесы так, чтобы они располагались в плоскости, составляющей с плоскостью 1-го кривошипа угол  $15^\circ$ . Противовесы удобно разместить на продолжении крайних щек коленчатого вала. Масса каждого противовеса:

$$m_{\text{пр}1(\omega)} = 1,673m_j \frac{R}{\rho_{\text{пр}1(\omega)}} \frac{a}{b},$$

где  $b$  — расстояние между плоскостями вращения противовесов  $m_{\text{пр}1(\omega)}$  коленчатого вала.

**Момент от сил инерции 2-го порядка** в левой 3-цилиндровой половине рассматриваемого двигателя [1, 3, 5]:

$$M_{2y} = m_jR\omega^2\lambda a(1,5\cos 2\varphi + 0,866\sin 2\varphi), \quad (2)$$

где  $\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (рис. 7).

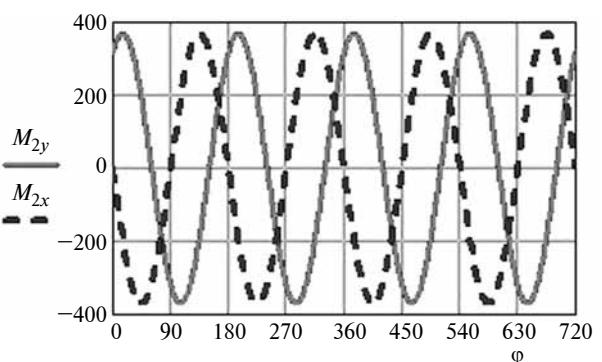


Рис. 7. Графики изменения моментов, Н·м, от сил инерции 2-го порядка

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Момент  $M_{2x}$  от таких же сил инерции в правой 3-цилиндровой половине двигателя, в соответствии с формулой (2):

$$M_{2x} = m_j R \omega^2 \lambda a \left[ 1,5 \cos 2(\varphi - 120^\circ) + 0,866 \sin 2(\varphi - 120^\circ) \right].$$

Максимальное значение этих моментов:

$$|M_{2y}|_{\max} = |M_{2x}|_{\max} = 1,732 m_j R \omega^2 \lambda a$$

имеет место при:

$$\varphi_{2y} = 15^\circ \pm 90^\circ k \quad (k = 0, 1, 2, \dots) \text{ и } \varphi_{2x} = 135^\circ \pm 90^\circ k.$$

Полного уравновешивания каждого из моментов  $M_{2y}$  и  $M_{2x}$  можно достичь с помощью четырех противовесов, установленных на двух дополнительных валах, вращающихся в противоположных направлениях с угловыми скоростями  $2\omega$  и  $-2\omega$ . Противовесы, уравновешивающие момент  $M_{2y}$ , должны быть установлены так, чтобы при повороте 1-го колена вала на угол  $\varphi = 15^\circ, 105^\circ, \dots$  их центробежные силы действовали в двух плоскостях, параллельных плоскости осей  $Y$  цилиндров левого ряда.

Противовесы на другой паре валов устанавливают так, чтобы при повороте 1-го колена на угол  $\varphi = 45^\circ, 135^\circ, \dots$  их центробежные силы действовали в плоскостях, параллельных плоскости осей  $X$  цилиндров правого ряда.

По модулю момент, создаваемый парой противовесов, установленных на каждом из валов, должен составлять половину максимального уравновешиваемого момента:

$$M_{\text{пр}2x(2\omega)} = 0,866 m_j R \omega^2 \lambda a.$$

На рис. 8 для начального значения угла ПКВ  $\varphi = 0$  показаны положения противовесов, создающих центробежные силы  $K_{\text{пр}2y(2\omega)}$  и  $K_{\text{пр}2y(-2\omega)}$ ,  $K_{\text{пр}2x(2\omega)}$  и  $K_{\text{пр}2x(-2\omega)}$  и их  $M_{\text{пр}2y(2\omega)}$  и  $M_{\text{пр}2y(-2\omega)}$ ,  $M_{\text{пр}2x(2\omega)}$  и  $M_{\text{пр}2x(-2\omega)}$ . Уравновешивающие моменты  $M_{2y\text{ур}}$  и  $M_{2x\text{ур}}$  определяются геометрическим сложением моментов центробежных сил противовесов, обозначенных одноименными индексами:

$$\overline{M}_{2y\text{ур}} = \overline{M}_{\text{пр}2y(2\omega)} + \overline{M}_{\text{пр}2y(-2\omega)},$$

$$\overline{M}_{2x\text{ур}} = \overline{M}_{\text{пр}2x(2\omega)} + \overline{M}_{\text{пр}2x(-2\omega)}.$$

При данном положении коленчатого вала  $M_{2x\text{ур}} = 0$ .

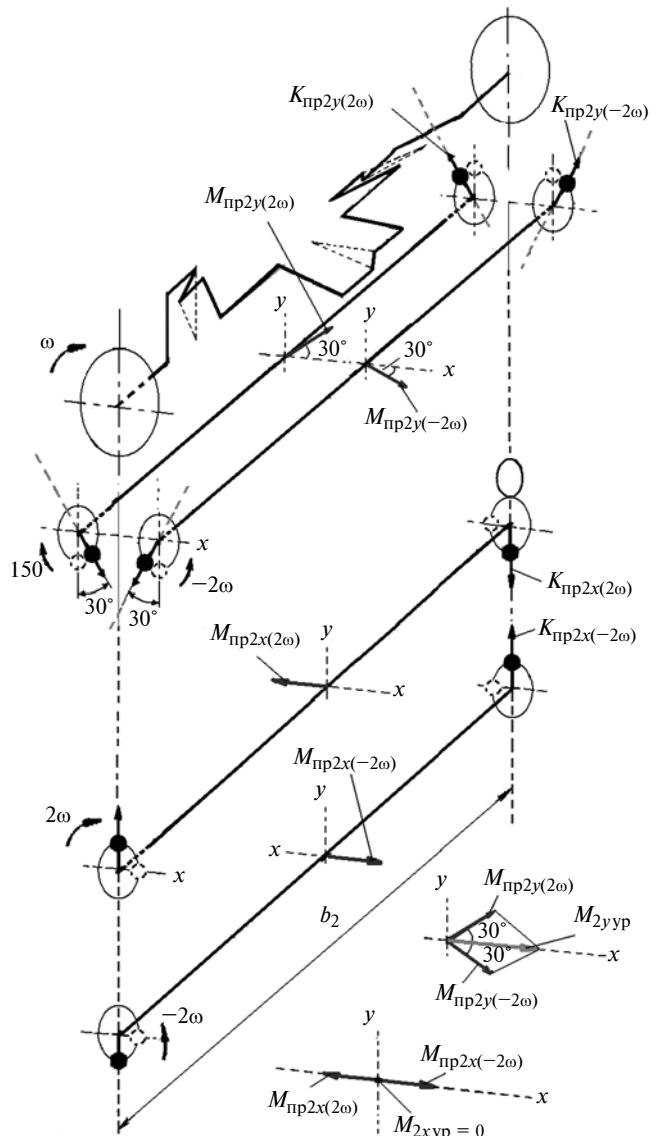
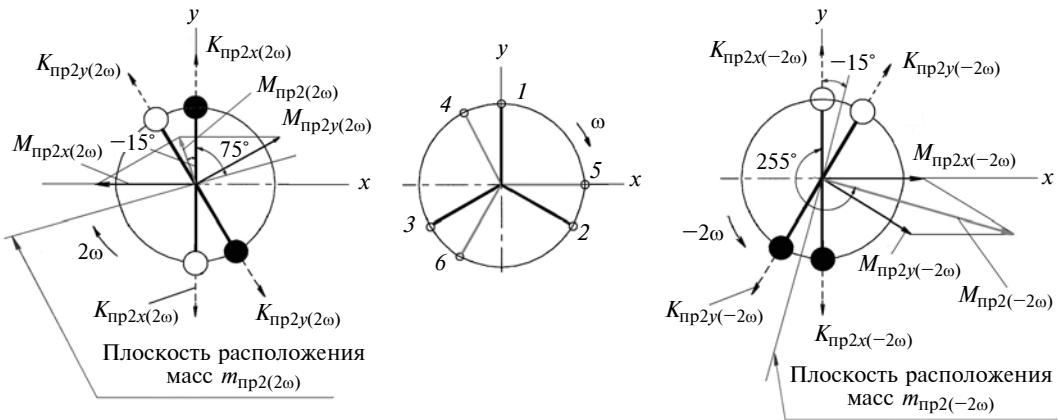


Рис. 8. Схема уравновешивания моментов от сил инерции второго порядка в V-образном 6-цилиндровом четырехтактном двигателе с углом развала цилиндров  $90^\circ$  и равномерным чередованием вспышек

Таким образом, уравновешивание моментов от сил инерции 2-го порядка требует установки еще четырех валов и восьми противовесов. Как и для моментов от сил инерции 1-го порядка, количество валов и противовесов можно сократить вдвое, разместив уравновешивающие массы, вращающиеся в одинаковую сторону, на одном валу и заменив их попарно общими массами, эквивалентными им по уравновешивающему действию.

Положение таких "объединенных" противовесов и их массы найдем, как и для 1-го порядка, выпол-

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ



**Рис. 9. К уравновешиванию моментов от сил инерции 2-го порядка**

няя векторное сложение моментов, создаваемых заменяемыми противовесами (рис. 9). Массы  $m_{\text{пр}2(2\omega)}$  "объединенных" противовесов, вращающихся с угловой скоростью  $2\omega$ , должны создавать момент:

$$\vec{M}_{\text{пр}2(2\omega)} = \vec{M}_{\text{пр}2x(2\omega)} + \vec{M}_{\text{пр}2y(2\omega)},$$

а массы  $m_{\text{пр}2(-2\omega)}$  противовесов, вращающихся с той же скоростью в противоположную сторону, момент:

$$\vec{M}_{\text{пр}2(-2\omega)} = \vec{M}_{\text{пр}2x(-2\omega)} + \vec{M}_{\text{пр}2y(-2\omega)}.$$

При  $\varphi = 0$  векторы моментов  $M_{\text{пр}2x(2\omega)}$  и  $M_{\text{пр}2y(2\omega)}$  направлены под углом соответственно  $-90^\circ$  и  $60^\circ$  к оси  $Y$  по ходу часовой стрелки. Суммарный вектор  $M_{\text{пр}2(2\omega)}$  этих одинаковых по величине моментов при  $\varphi = 0$  направлен под углом  $(-90^\circ + 60^\circ)/2 = -15^\circ$  к оси  $Y$ , т. е.  $15^\circ$  против хода часовой стрелки. Его величина:

$$M_{\text{пр}2(2\omega)} = 0,448m_jR\omega^2\lambda a.$$

Векторы моментов  $M_{\text{пр}2x(-2\omega)}$  и  $M_{\text{пр}2y(-2\omega)}$  при  $\varphi = 0$  направлены под углом соответственно  $270^\circ$  и  $240^\circ$ , измеряемым против хода часовой стрелки. Суммарный вектор  $M_{\text{пр}2(-2\omega)}$  этих одинаковых по величине моментов при  $\varphi = 0$  направлен под углом  $(270^\circ + 240^\circ)/2 = 255^\circ$  к оси  $Y$  — тоже против хода часовой стрелки. Величина суммарного момента:

$$M_{\text{пр}2(-2\omega)} = 1,673m_jR\omega^2\lambda a.$$

Принимая расстояние между плоскостями вращения противовесов на обоих валах одинаковым и

обозначая его  $b_2$ , определим массы "объединенных" противовесов из равенств:

$$M_{\text{пр}2(2\omega)} = m_{\text{пр}2(2\omega)}\rho_{\text{пр}2(2\omega)}(2\omega)^2b_2;$$

$$M_{\text{пр}2(-2\omega)} = m_{\text{пр}2(-2\omega)}\rho_{\text{пр}2(-2\omega)}(2\omega)^2b_2.$$

Учитывая найденные значения  $M_{\text{пр}2(2\omega)}$  и  $M_{\text{пр}2(-2\omega)}$ , получим:

$$m_{\text{пр}2(2\omega)} = 0,112m_j \frac{R\lambda}{\rho_{\text{пр}2(2\omega)}} \frac{a}{b_2};$$

$$m_{\text{пр}2(-2\omega)} = 0,418m_j \frac{R\lambda}{\rho_{\text{пр}2(-2\omega)}} \frac{a}{b_2}.$$

Противовесы  $m_{\text{пр}2(2\omega)}$  при  $\varphi = 0$  должны находиться в плоскости, перпендикулярной вектору  $M_{\text{пр}2(2\omega)}$ , т. е. составляющей с плоскостью 1-го кривошипа угол  $-15^\circ + 90^\circ = 75^\circ$  в направлении вращения вала. Противовесы  $m_{\text{пр}2(-2\omega)}$  при  $\varphi = 0$  должны находиться в плоскости, составляющей с плоскостью 1-го кривошипа угол  $255^\circ - 90^\circ = 165^\circ$  (или  $-15^\circ$ ) при условии, что положительные углы отсчитываются против хода часовой стрелки, т. е. в сторону вращения противовесов.

**Момент от центробежных сил инерции** вращающихся масс КШМ в анализируемом двигателе возникает в случае, если не уравновешена отдельным противовесом центробежная сила в каждом цилиндре. Рассматривая по-прежнему двигатель как объединение двух 3-цилиндровых рядных двигателей с общим шестиколенным валом, используем известный из динамики двигателей способ уравновешивания этого момента в 3-цилиндровом двигателе с помощью противовесов, установленных на продолже-

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

нии щек 1-го и 3-го кривошипов. Равнодействующий момент от центробежных сил инерции, возникающих в левой 3-цилиндровой половине двигателя:

$$M_{R_y} = 1,732 K_R a,$$

где  $K_R$  — центробежная сила (по модулю), действующая в одном цилиндре.

$$K_R = (m_k + m_{ksh}) R \omega^2,$$

где  $m_k$  — неуравновешенная масса колена, приведенная к радиусу кривошипа;  $m_{ksh}$  — часть массы шатуна, приведенная к центру шатунной шейки.

Момент  $M_{R_y}$  действует во вращающейся плоскости, составляющей с плоскостью 1-го кривошипа угол  $30^\circ$ , и может быть уравновешен противовесами  $m_{prR_y}$ , устанавливаемыми в этой плоскости на продолжении щек (соединяющих коренные и шатунные шейки) 1-го и 3-го цилиндров (рис. 10).

Массы  $m_{prR_y}$  вращающихся противовесов создают уравновешивающий момент:

$$M_{R_y \text{ ур}} = m_{prR_y} \rho_{prR_y} \omega^2 b_{R_y},$$

где  $b_{R_y}$  — расстояние между плоскостями вращения противовесов.

По модулю уравновешивающий момент должен быть равен моменту  $M_{R_y}$ , поэтому:

$$m_{prR_y} = 1,732 m_R \frac{R}{\rho_{prR_y}} \frac{a}{b_{R_y}}.$$

Точно так же равнодействующий момент от центробежных сил инерции, возникающих в правой 3-цилиндровой половине рассматриваемого 6-цилиндрового двигателя:

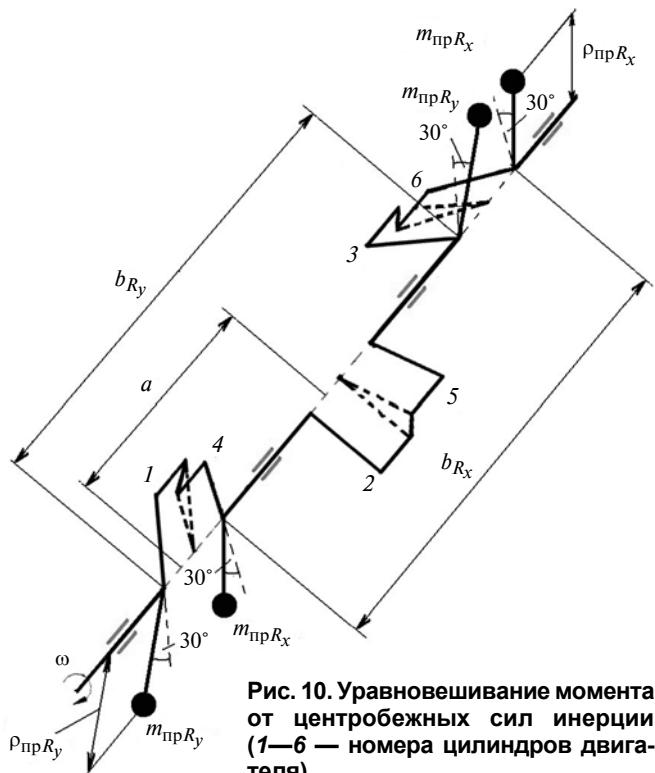
$$M_{R_x} = 1,732 K_R a$$

действует во вращающейся плоскости, составляющей с плоскостью 2-го кривошипа угол  $30^\circ$ , и может быть уравновешен противовесами  $m_{prR_x}$ , устанавливаемыми в этой плоскости на продолжении щек (соединяющих коренные и шатунные шейки) 4-го и 6-го цилиндров.

Массы противовесов  $m_{prR_x}$  определяются из формулы:

$$m_{prR_x} = 1,732 m_R \frac{R}{\rho_{prR_x}} \frac{a}{b_{R_x}}.$$

Таким образом, полное уравновешивание V-образного 6-цилиндрового четырехтактного двигате-



**Рис. 10. Уравновешивание момента от центробежных сил инерции (1—6 — номера цилиндров двигателя)**

ля с углом развала цилиндров  $90^\circ$  и равномерным чередованием вспышек требует установки как минимум трех дополнительных валов с противовесами при одновременной установке противовесов на коленчатом валу. Конструкция двигателя будет намного менее сложной, если в нем не уравновешивать моменты от сил инерции 2-го порядка.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Конструирование двигателей внутреннего сгорания:** Учебник для студентов вузов / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков; Под ред. Н. Д. Чайнова. — М.: Машиностроение, 2011. — 496 с.
- Двигатели внутреннего сгорания.** В 3 кн. Кн 2. Динамика и конструирование: учебник / В. Н. Луканин, И. В. Алексеев и др.; под. ред. В. Н. Луканина. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. шк., 2005. — 400 с.
- Яманин А. И., Жаров А. В. Динамика поршневых двигателей:** Учебное пособие. — М.: Машиностроение, 2003. 464 с.
- Кинематический и динамический расчеты кривошипно-шатунного механизма с прицельным шатуном V-образного двигателя внутреннего сгорания с применением программы mathcad:** Учебно-методическое пособие для выполнения практических и лабораторных работ, курсовых и дипломных проектов / П. Р. Вальехо Мальдонадо, Д. К. Гришин, Н. Д. Чайнов. — М.: МГМУ "МАМИ", 2012. 120 с.
- Попык К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей.** Изд. 2-е, переработ. и доп. Учебник для вузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания". — М.: Высшая школа, 1970. — 328 с.

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.113

В. Н. Козловский, д-р техн. наук, ПВГУС, г. Тольятти, В. В. Дебелов, ОАО "АВТОВАЗ",  
М. А. Пьянов, канд. техн. наук, ПВГУС, г. Тольятти, А. М. Слукин, канд. техн. наук,  
ТГУ, г. Тольятти  
E-mail: kozlovskiy@meil.ru

## РАЗРАБОТКА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЯЗКОСТИ МАСЛА В СИЛОВОМ АГРЕГАТЕ АВТОМОБИЛЯ

*В работе представлены результаты исследования проблемы разработки электротехнической и электронной системы определения вязкости масла в силовом агрегате автомобиля.*

**Ключевые слова:** электротехнические и электронные системы управления автомобилем, контроллер системы управления двигателем.

Анализируя наиболее перспективные направления развития легковых автомобилей, в первую очередь следует выделить бортовые электронные системы управления, которыми в настоящее время активно насыщаются как традиционные автомобили с двигателями внутреннего сгорания, так и автомобили с комбинированными энергоустановками [4, 5]. Ранее нами рассматривались процессы моделирования и реализации таких электронных систем как система регулирования скорости движения автомобиля, система управления газораспределением (VVT), система "Start-Stop" [1–3]. Такие системы обеспечивают повышение эффективности автомобиля за счет улучшения экологичности, топливной экономичности, комфортабельности эксплуатации [8, 9]. Но при этом, в алгоритмах своей работы, они не учитывают по крайней мере один из важных параметров, обеспечивающих требуемый уровень характеристик работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС), а именно вязкость масла. Между тем, обладая комплексом данных о вязкости масла в ДВС, в рамках электронной системы, можно в значительной степени улучшить технико-экономические показатели работы как силового агрегата, так и автомобиля в целом. Дополнительно управление по критерию вязкости масла обеспечивает более эффективную коррекцию управляющих сигналов для клапана системы VVT, который устанавливает предпочтительное положение распределительного вала ДВС [10].

Таким образом, разработка электронной системы управления по критерию вязкости масла, является перспективной научно-технической задачей, решение которой позволит улучшить эксплуатационные показатели автомобилей.

В основе организации математической модели разрабатываемой системы используется метод определения вязкости, основанный на движении магнитной пластины, управляемой магнитным полем, в вязкой жидкости. Математическая модель описывает динамику чувствительного элемента, заполненного диэлектрической жидкостью с учетом ее плотности, вязкости и температуры окружающей среды, демпфирующего эффекта жидкостной пленки в области перекрытия контактных деталей чувствительного элемента при их срабатывании и отпускании. Динамические характеристики чувствительного элемента, управляемого катушкой с током, описываются системой уравнений:

$$U = iR + L \frac{di}{dt} + i \frac{dl}{dt}; \quad (1)$$

$$P_{\Delta} = -\frac{1}{2}(iN)^2 \frac{d\Lambda_n}{d\delta}; \quad (2)$$

$$P_3 = (m + m') \frac{d^2 x}{dt^2} + A \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 + B \frac{dx}{dt} + C_x, \quad (3)$$

где  $U$  — напряжение источника питания;  $i$  — ток,  $R$  — сопротивление обмотки,  $L$  — индуктивность

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

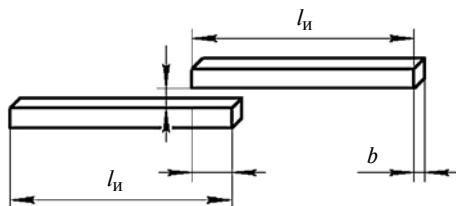


Рис. 1. Конструкция чувствительного элемента

катушки,  $N$  — число витков обмотки управления,  $\Lambda_n$  — полная магнитная проводимость системы,  $P_0$  — электромагнитное усилие,  $m$  — приведенная масса контакт-детали,  $t$  — время,  $x$  — перемещение,  $\delta$  — текущее значение зазора,  $A$  — коэффициент гидродинамического сопротивления,  $B$  — коэффициент вязкого трения,  $C$  — жесткость контакт-детали.

Уравнение (3) использует метод присоединенных масс и учитывает эффекты гидродинамического сопротивления жидкости при движении контакт-детали и демпфировании тонкой жидкостной пленки в области перекрытия. Здесь к массе чувствительного элемента  $m$  прибавляется "присоединенная" масса жидкости, которая находится на поверхности контакт-детали:

$$m = k_{\phi 1} \pi k_{\gamma} \gamma_{\text{ж}} (b/2)^2 l_i, \quad (4)$$

где  $\gamma_{\text{ж}}$  — плотность жидкости,  $k_{\gamma}$  — температурный коэффициент плотности жидкости,  $b$  — ширина изгибающейся части (рис. 1),  $l_i$  — длина изгибающейся части контакт-детали,  $k_{\phi 1}$  — коэффициент формы контакт-детали.

На рис. 2 представлена полная математическая имитационная модель расчета динамических характеристик процессов срабатывания и отпускания контакт-деталей с учетом гидродинамических усилий, создаваемых жидкостным наполнителем разработанная в программной среде Mathlab. Она позволяет рассчитать последовательно процессы срабатывания и отпускания геркона, как выбранного чувствительного элемента, путем интегрирования системы уравнений (1—3) методом Рунге—Кутта 4 порядка [10].

Для проведения физического эксперимента по определению вязкости жидкости в качестве чувствительного элемента был выбран геркон типа КЭМ-1, представленный на рис. 3. В нем были выполнены отверстия, одно в центре для заполнения его вязкой жидкостью и два с каждого из концов для последующей очистки и сушки его перед следующим экспериментом. Для управления срабатыванием геркона была выбрана стандартная катушка для данного геркона (рис. 4). В корпусе катушки был раз-

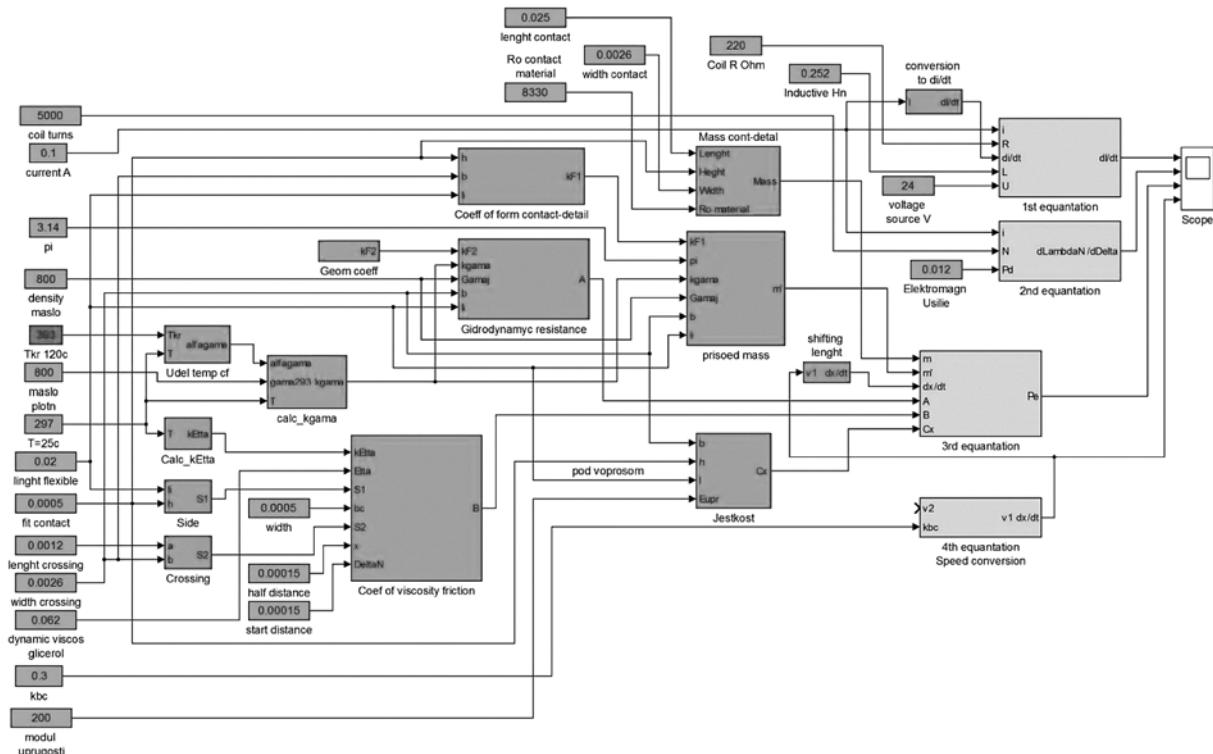


Рис. 2. Обобщенная математическая имитационная модель системы определения вязкости жидкости

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ



Рис. 3. Конструкция чувствительного элемента экспериментальной установки

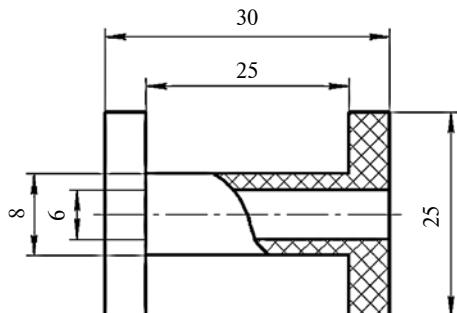


Рис. 4. Корпус катушки управления чувствительным элементом

мешен цифровой датчик температуры, позволяющий контролировать рабочую температуру катушки.

Структурная схема разработанной экспериментальной установки представлена на рис. 5. Экспериментальная установка для определения вязкости моторного масла, реализованная в соответствии со структурной схемой, состоит из следующих элементов: источник питания постоянного напряжения 12 В; отладочная плата с микроконтроллером ATmega16; катушка управления и геркон, как чувствительный элемент, с выполненными в нем отверстиями; макетная плата с подключенным LCD дисплеем и датчиком температуры; вспомогательная макетная плата, на которой располагается схема управления катушкой; соединительные провода.

Внешний вид экспериментальной установки представлен на рис. 6.

Источник питания 12 В представляет собой компьютерный источник питания, создающий стаби-

лизированные напряжения нескольких уровней: +12 В; +5 В; +3 В, охватывающие весь необходимый диапазон напряжений с коэффициентом пульсаций не более 2 %. Внутренняя схема стабилизации питания позволяет снизить пульсации до уровня 0,5 %.

Схема включения кнопок формирует сигнал прямоугольной формы с уровнем напряжения, согласующимся с напряжением микропроцессора. Также схема обеспечивает компенсацию дребезга контактов.

Схема измерения температуры состоит из цифрового датчика и резистора, обеспечивающего измерение температуры с точностью до  $\pm 0,5\%$  и передачу информации по цифровому каналу.

Схема включения чувствительного элемента согласует уровень напряжения схемы питания с напряжением контроллера и обеспечивает контроль времени срабатывания чувствительного элемента для определения вязкости измеряемой жидкости.

Схема управления катушкой с током подает напряжение на исполнительный элемент в соответствии с основной программой измерения времени срабатывания чувствительного элемента.

Микропроцессор представляет собой полнофункциональный микроконтроллер, выполненный по RISC-технологии, и позволяет производить сложные математические вычисления.

При использовании геркона, в качестве чувствительного элемента, основным параметром, характеризующим вязкость моторного масла, является время движения пластин. Поэтому для определения вязкости моторного масла в первую очередь необходимо определить время между подачей импульса управления на транзистор и моментом срабатывания контактов геркона.

Для проведения эксперимента необходимы три геркона КЭМ-1 с одинаковыми параметрами. Из-



Рис. 5. Структурная схема экспериментальной установки

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

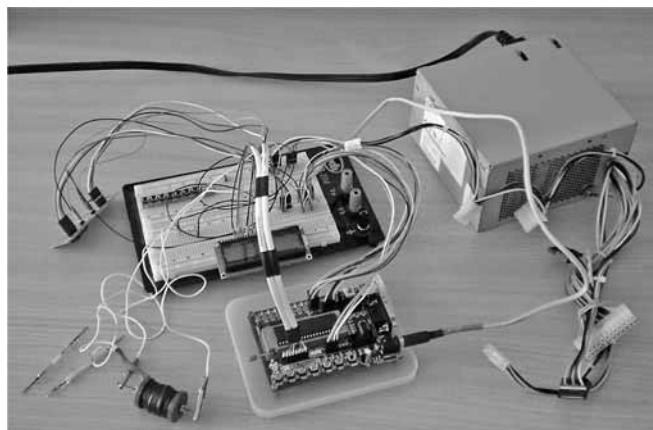


Рис. 6. Внешний вид экспериментальной установки

мерения проводились при температуре 26 °С окружающей среды. Отработавшее масло брали из картера автомобиля, пробег которого составляет не менее 8 тыс. км.

Предварительно на отладочной плате, при помощи программатора, в микроконтроллер прошита программа, которая управляет работой устройства.

Питание от блока питания подается на макетную плату. К ней подключены отладочная плата, вспомогательная плата, дисплей, и температурный датчик, а также чувствительный элемент на основе катушки с герконом.

На отладочной плате имеется кнопка INT0, отвечающая за старт программы. После нажатия на нее подается импульс на катушку управления и одновременно запускается микросекундный счетчик интервала времени. Счетчик работает до тех пор, пока не произойдет срабатывание геркона, т. е. его замыкания в моторном масле. Это произойдет лишь в тот момент, когда пластины геркона плотно сомкнутся и вязкая жидкость будет полностью вытеснена из области контактных перекрытий. По времени движения пластин, от момента подачи питания на катушку управления до момента срабатывания контактов геркона, можно судить о вязкости жидкости. Геркон подключается к выходу INT1 микроконтроллера для отслеживания момента срабатывания. В момент, когда срабатывает геркон, происходит остановка счетчика, и снимается напряжение управления с транзистора VT1, который коммутирует катушку управления.

Далее происходит считывание информации с температурного датчика DS18B20 и осуществляется вывод результатов на дисплей. В качестве результата отображается временной параметр, по которому де-

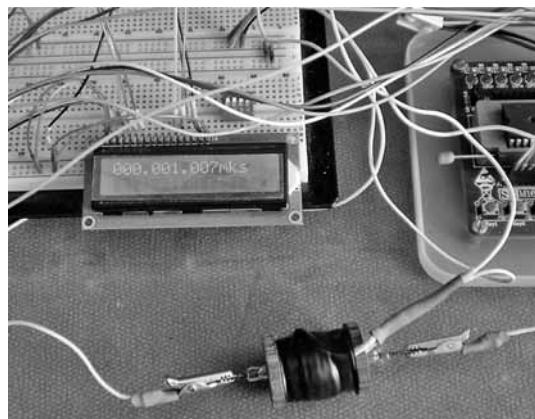


Рис. 7. Измерение времени срабатывания сухого геркона КЭМ-1

лается заключение о вязкости масла. Чем больше вязкость, тем больше время срабатывания пластин геркона.

Для экспериментов используются три геркона из одной партии с одинаковыми параметрами. В них имеются отверстия, и они предназначены для трех различных экспериментов: с сухим герконом; с заполнением чистого, не использованного моторного масла; с заполнением отработавшим моторным маслом, после 8 тыс. км пробега автомобиля.

Проведен эксперимент с чувствительным элементом без заполнения контактной группы жидкостью, состоящий из 10 измерений времени срабатывания трех одинаковых герконов КЭМ-1, взятых из одной партии. Установка определяет интервал времени срабатывания в микросекундах. Результат отображается на ЖКИ, где секунды, миллисекунды и микросекунды разделены точкой (рис. 7).

Результаты измерения представлены в табл. 1. Время срабатывания контактной группы с воздушным зазором, определенное в математической модели, было определено в 1049 мкс. Отклонение от измеренного времени составило 4,3 %.

Выполнен второй эксперимент с заполнением контактной группы чувствительного элемента моторным маслом, состоящий из 10 измерений времени срабатывания геркона. Результаты эксперимента представлены в табл. 2.

Для определения значения вязкости масла был проведен опыт на вискозиметре вибрационного типа SV-10 компании AND. Вязкость чистого моторного масла составила 1230 мПа · с. С использованием математической модели с использованием полученного значения вязкости было рассчитано время

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

---

Таблица 1

**Результаты эксперимента  
без заполнения контактной группы жидкостью**

Номер измерения	Время срабатывания, мкс		
	геркон № 1	геркон № 2	геркон № 3
1	1007	1006	1005
2	1008	1006	1005
3	1007	1007	1005
4	1007	1006	1004
5	1007	1006	1006
6	1008	1006	1005
7	1007	1006	1005
8	1007	1006	1005
9	1008	1006	1006
10	1007	1006	1005
$\bar{X}$	1006,167		

Таблица 3

**Результаты эксперимента с отработавшим моторным маслом**

Номер измерения	Время срабатывания, мкс		
	геркон № 1	геркон № 2	геркон № 3
1	1614	1586	1600
2	1589	1574	1603
3	1612	1583	1601
4	1620	1581	1596
5	1615	1575	1601
6	1602	1574	1593
7	1612	1587	1598
8	1614	1580	1609
9	1607	1584	1602
10	1611	1592	1601
$\bar{X}$	1597,2		

Таблица 2

**Результаты эксперимента с чистым моторным маслом**

Номер измерения	Время срабатывания, мкс		
	геркон № 1	геркон № 2	геркон № 3
1	3003	2993	3007
2	3012	2994	3005
3	2999	2991	3004
4	2998	3000	3003
5	3002	2998	3005
6	3003	2995	3004
7	3001	2994	3009
8	2998	2996	3007
9	2992	2993	3006
10	3002	2992	3004
$\bar{X}$	3000,333		

движения контактной группы, которое составило 3114 мкс. Погрешность измерения вязкости составила 3,8 %.

При проведении третьего эксперимента, для заполнения контактной пары чувствительного элемента использовалось отработанное моторное масло. Результаты эксперимента представлены в табл. 3. Для определения значения вязкости отработанного масла был проведен опыт на вискозиметре вибрационного типа SV-10. Вязкость чистого моторного масла составила 865 мПа · с. Используя математическую модель с полученным значением вязкости, было рассчитано время движения контактной группы, которое составило 1663 мкс. Погрешность измерения вязкости составила 4,1 %.

Реализация математических имитационных структур, при решении задачи по разработке системы определения вязкости масла в силовом агрегате автомобиля, позволило установить взаимосвязь между геометрическими параметрами чувствительного элемента, силами, действующими на чувствительный элемент и вязкостью, которая является важным критерием при анализе углеводородных жидкостей. Модель описывает взаимосвязь и позволяет вычислить вязкость жидкости, она также способствует решению обратной задачи, когда требуется подобрать оптимальное геометрическое соотношение чувствительного элемента, и выбрать оптимальную схему управления.

Экспериментальные исследования решаемой проблемы показали, что метод, основанный на движении пластины в жидкости, позволяет давать количественную и качественную оценку вязкости моторного масла. Результаты измерения времени срабатывания геркона, с его различным заполнением, сходны по величине с результатами, получаемыми при моделировании процессов. Отклонение полученной величины составило не более 4,5 %, что позволяет сделать вывод о применимости математической модели для определения вязкости масла в минимальном объеме, в течение небольшого интервала времени и с достаточной точностью.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дебелов В. В. Электронная система регулирования скорости движения автомобиля в режимах поддержания и ограничения скорости размеров [Текст] / В. В. Дебелов,

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

- В. Н. Козловский, В. В. Иванов, В. И. Строганов, В. Е. Ютт // Грузовик. — 2013. — № 12.
2. **Дебелов В. В.** Электронная система управления автомобилем "Start-Stop" [Текст] / В. В. Дебелов, В. Н. Козловский, В. Е. Ютт // Электроника и электрооборудование транспорта. — 2014. — № 2.
3. **Дебелов В. В.** Моделирование электронной системы VVT управления двигателем легкового автомобиля [Текст] / В. В. Дебелов, В. Н. Козловский, М. А. Пьянов, В. И. Строганов // Электроника и электрооборудование транспорта. — 2014. — № 4.
4. **Козловский В. Н.** Обеспечение качества и надежности электрооборудования автомобилей: монография [Текст] / В. Н. Козловский. — Тольятти: ГОУ ВПО "ТГУ". — 2009. — 274 с.
5. **Козловский В. Н.** Моделирование электрооборудования автомобилей в процессах проектирования и производства [Текст] / В. Н. Козловский. — Тольятти: ГОУ ВПО "ТГУ". — 2009. — 227 с.
6. **Козловский В. Н.** Аналитические исследования качества автомобилей в эксплуатации: монография [Текст] / В. Н. Козловский, В. И. Строганов. Palmarium Academic Publishing, AV AkademikerVerlag GmbH&Co., Deutschland, 2013.
7. **Козловский В. Н.** Комплекс обеспечения качества системы электрооборудования автомобилей: монография [Текст] / В. Н. Козловский, Д. И. Панюков. Palmarium Academic Publishing, AV AkademikerVerlag GmbH&Co., Deutschland, 2014.
8. **Козловский В. Н.** Комплекс электронных систем управления движением легкового автомобиля с комбинированной силовой установкой. Часть 1 [Текст] / В. Н. Козловский, В. В. Дебелов, М. А. Пьянов, В. И. Строганов // Электротехнические и информационные комплексы и системы. — 2014. — № 1.
9. **Козловский В. Н.** Комплекс электронных систем управления движением легкового автомобиля с комбинированной силовой установкой. Часть 2 [Текст] / В. Н. Козловский, В. В. Дебелов, М. А. Пьянов, В. И. Строганов // Электротехнические и информационные комплексы и системы. — 2014. — № 2.
10. **Слухин А. М.** Имитационное моделирование электронной системы определения вязкости масла в силовом агрегате автомобиля [Текст] / А. М. Слухин, В. В. Дебелов, В. Н. Козловский, В. В. Иванов // Электроника и электрооборудование транспорта. — 2014. — № 5.
11. **Строганов В. И.** Моделирование систем электромобилей и автомобилей с комбинированной силовой установкой в процессах проектирования и производства: монография [Текст] / В. И. Строганов, В. Н. Козловский. — МАДГТУ "МАДИ" — 2014. — 264 с.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ  
принимает подписку на журнал  
**«ГРУЗОВИК»**  
**ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА**

на 2015 год

Подписавшись в издательстве, вы:

- 1) получаете без задержек журнал с первого номера;
- 2) экономите на стоимости почтовой доставки;
- 3) получаете скидку до 5 %.

Наши реквизиты:

E-mail: [realiz@mashin.ru](mailto:realiz@mashin.ru)

Тел.: 8 (499) 269-52-98.

Факс: 8 (499) 269-48-97.

Отдел продаж, маркетинга, рекламы

[WWW.MASHIN.RU](http://WWW.MASHIN.RU)

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

---

УДК 629.1:662.75-027

М. И. Романченко, канд. техн. наук, доцент, e-mail: mir-23@mail.ru,  
А. Г. Пастухов, д-р техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ, п. Майский,  
E-mail: pastukhov\_ag@mail.ru

---

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО РАСХОДА ТОПЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЬНЫХ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

---

*Изложены результаты теоретических и экспериментальных исследований зависимостей эксплуатационного расхода топлива от конструктивных и эксплуатационных факторов автомобилей. Эффективность разработки определяется снижением затрат на топливо благодаря рациональному нормированию эксплуатационного расхода топлива для дизельных грузовых автомобилей по предложенной модели эксплуатационного расхода топлива с учетом условий эксплуатации на основе оптимального выбора нагрузочных и скоростных режимов работы двигателя, трансмиссии, колес и шин.*

**Ключевые слова:** автомобиль, условия эксплуатации, груз, загрузка, скорость, дорожное сопротивление, расход топлива.

---

### Постановка проблемы

Стратегиями машинно-технологической модернизации сельского хозяйства и развития транспорта в РФ на период до 2020 г. поставлена задача ресурсосбережения в области расхода топлива и смазочных материалов до 2...2,5 раз, что позволит вывести затраты на единицу продукции на уровень передовых зарубежных производителей. В научной практике решение таких глобальных проблем часто основывается на технологии когнитивного моделирования, что позволяет создать, например, оценочные средства технического уровня транспортных средств с учетом причинно-следственных связей между показателями, свойствами и критериями оценки образцов техники [1]. Для решения поставленной амбициозной задачи в отношении грузовых автомобилей следует развивать систему статистического наблюдения на автомобильном транспорте и совершенствовать методики нормирования и оценки эксплуатационного расхода топлива.

### Анализ последних исследований и публикаций

В области оценки эксплуатационного расхода топлива транспортных средств известны работы Копотилова В. И. [2], Говорущенко Н. Я. [3], Романченко М. И. [4] и других исследователей.

Наиболее обстоятельный анализ методов расчета расхода топлива для автотранспортных средств представил В. И. Копотилов, где выделил три основных подхода к выводу уравнения расхода топлива [2]. Первый подход заключается в использовании эмпирических зависимостей, связывающих удельный расход топлива с одним или несколькими эксплуатационными показателями работы двигателя, например, частотой вращения коленчатого вала, эффективной мощностью, степенью использования мощности. Второй подход состоит в построении функциональной зависимости между эксплуатационными показателями, в том числе удельным эффективным расходом топлива. Третий подход не требует использования эмпирических формул и удельного эффективного расхода топлива. Он основан на функциональной зависимости расхода топлива от конструктивных и эксплуатационных показателей, включающих эффективный или индикаторный К.п.д. двигателя.

Анализ данных подходов показал, что уравнения, полученные с использованием первого подхода, имеют частный характер и справедливы в пределах соблюдения исходных зависимостей, а предпочтительными являются второй и третий подходы, так как они справедливы для разных типов и конструкций автомобильных двигателей. В связи с этим применительно к разным конструкциям, условиям и

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

---

режимам движения автомобилей необходимо иметь уравнение эксплуатационного расхода топлива, построенное не на эмпирических моделях, а на функциональных зависимостях, пригодное для практических расчетов.

Под уравнением расхода топлива принято понимать аналитическую зависимость показателя расхода топлива на единицу пробега, л/100 км, от показателей режима и условий движения автомобиля, а также параметров его конструкции.

Наиболее подходящим для определения эксплуатационного расхода топлива является уравнение, предложенное Н. Я. Говорущенко [3]:

$$Q_s = \frac{1}{\eta_i} \left[ A i_k + B i_k^2 V_a^2 + C \left( G_a \psi + 0,077 k F V_a^2 \right) \right], \quad (1)$$

где  $\eta_i$  — индикаторный к.п.д.;  $i_k$  — передаточное число в коробке передач;  $A, B, C$  — коэффициенты, зависящие от конструктивных и эксплуатационных факторов, постоянные для автомобиля конкретной модели;  $G_a$  — вес автомобиля, Н;  $\psi$  — коэффициент дорожного сопротивления качению шин;  $k$  — коэффициент аэродинамического сопротивления автомобиля,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ ;  $F$  — лобовая площадь автомобиля,  $\text{м}^2$ ;  $V_a$  — скорость движения автомобиля, км/ч.

Индикаторный к.п.д. для дизельных двигателей определяют по линейным зависимостям от степени использования мощности  $\varepsilon_N$ :

— при  $\varepsilon_N = 0 \dots 0,35$

$$\eta_i = 0,43 + 0,21 \varepsilon_N; \quad (2)$$

— при  $\varepsilon_N = 0,35 \dots 0,55$

$$\eta_i = 0,50 \dots 0,51; \quad (3)$$

— при  $\varepsilon_N > 0,55$

$$\eta_i = 0,58 + 0,15 \varepsilon_N. \quad (4)$$

Степень использования мощности двигателя выражается зависимостью:

$$\varepsilon_N = \frac{G_a \psi V_a + 0,077 k F V_a^3}{3,6 \cdot 10^3 N_{eH} \eta_{tr}}, \quad (5)$$

где  $N_{eH}$  — номинальная (эксплуатационная) мощность двигателя;  $\eta_{tr}$  — к.п.д. трансмиссии.

Коэффициент  $A$  определяется по формуле:

$$A = \frac{7,95 a V_h i_0}{H_i \rho_t r_k}, \quad (6)$$

где  $V_h$  — рабочий объем цилиндров двигателя, л;  $a$  — постоянный для данного двигателя коэффициент;  $H_i$  — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;  $i_0$  — передаточное число главной передачи;  $r_k$  — радиус качения колеса, м, принимаемый постоянной величиной.

Коэффициент  $B$  определяется выражением:

$$B = \frac{0,69 b V_h S_{\pi} i_0}{H_i \rho_t r_k^2}, \quad (7)$$

где  $b$  — постоянный для данного двигателя коэффициент;  $S_{\pi}$  — ход поршня двигателя, м.

Коэффициент  $C$  рассчитывается по формуле:

$$C = \frac{100 i_0}{H_i \rho_t \eta_{tr}}. \quad (8)$$

С учетом численных значений  $a$  и  $b$  коэффициенты  $A$  и  $B$  определяются по формулам для дизельных двигателей:

$$A = \frac{381 V_h i_0}{H_i \rho_t r_k}; \quad (9)$$

$$B = \frac{11 V_h S_{\pi} i_0}{H_i \rho_t r_k^2}. \quad (10)$$

Среднее значение передаточного числа  $i_k$  в коробке передач при движении со средней технической скоростью  $V_a$  определяют по формуле:

$$i_k = \frac{K_c V_{max} i_{kV}}{V_a}, \quad (11)$$

где  $K_c$  — скоростной коэффициент, принимают  $K_c = 0,6 \dots 0,7$ ;  $V_{max}$  — максимальная скорость движения автомобиля по технической характеристике;  $i_{kV}$  — передаточное число высшей передачи в коробке передач.

Используя приведенные выше формулы, можно рассчитать расход топлива на 100 км пробега, л/100 км. Отличительной особенностью расчета среднего передаточного числа  $i_{kср}$  в коробке передач по методике Н. Я. Говорущенко [3] является допущение возможного расчетного значения  $i_{kср}$ , меньшего, чем передаточное число на высшей передаче. Это допущение может быть обусловлено косвенным учетом движения автомобиля накатом на отдельных участках маршрута, при этом не принимается в расчет набор конкретных передаточных чисел коробок передач.

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Таким образом, рассмотренная методика расчета эксплуатационного расхода топлива требует тщательной предварительной подготовки исходных данных, что не всегда возможно.

Авторами была разработана методика расчета эксплуатационного расхода топлива с учетом нагрузочно-скоростных режимов работы транспортных агрегатов и проведена ее апробация на сопоставительных примерах оценки топливной экономичности тракторных и автомобильных транспортных агрегатов [4]. В результате разработаны рекомендации по выбору рациональных режимов совместной работы дизельного двигателя, трансмиссии и колесного движителя транспортного средства.

## Целью работы

Целью работы является совершенствование методики расчета эксплуатационного расхода топлива с учетом нагрузочных и скоростных режимов движения грузовых автомобилей.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1) адаптировать методику расчета эксплуатационного расхода топлива на основе учета вероятностного характера изменения нагрузочно-скоростных режимов работы автомобиля;

2) провести сопоставительную оценку эксплуатационного расхода топлива в зависимости от грузоподъемности и средней технической скорости;

3) провести производственную апробацию усовершенствованной методики на примере грузового автомобиля КАМАЗ-45143-15.

## Материал исследований

В основу совершенствования методики расчета эксплуатационного расхода топлива положены соображения, изложенные в работах [4—8].

Для определения средней технической скорости движения автомобиля предполагают, что скорость движения автомобиля с учетом ограничения по условиям безопасности движения распределяется по усеченному нормальному закону с несимметричным усечением, которое задается степенью усечения в виде множителя  $A$ , связывающего исходное нормальное распределение с усеченным [5] (рис. 1).

Порядок перехода от усеченного нормального распределения к неусеченному нормальному следующий. Принимают расчетную среднюю техническую скорость  $\bar{V}_a$  движения автомобиля в качестве математического ожидания  $\bar{V}_{yc}$  усеченного нормального распределения:

$$\bar{V}_a = \bar{V}_{yc}. \quad (12)$$

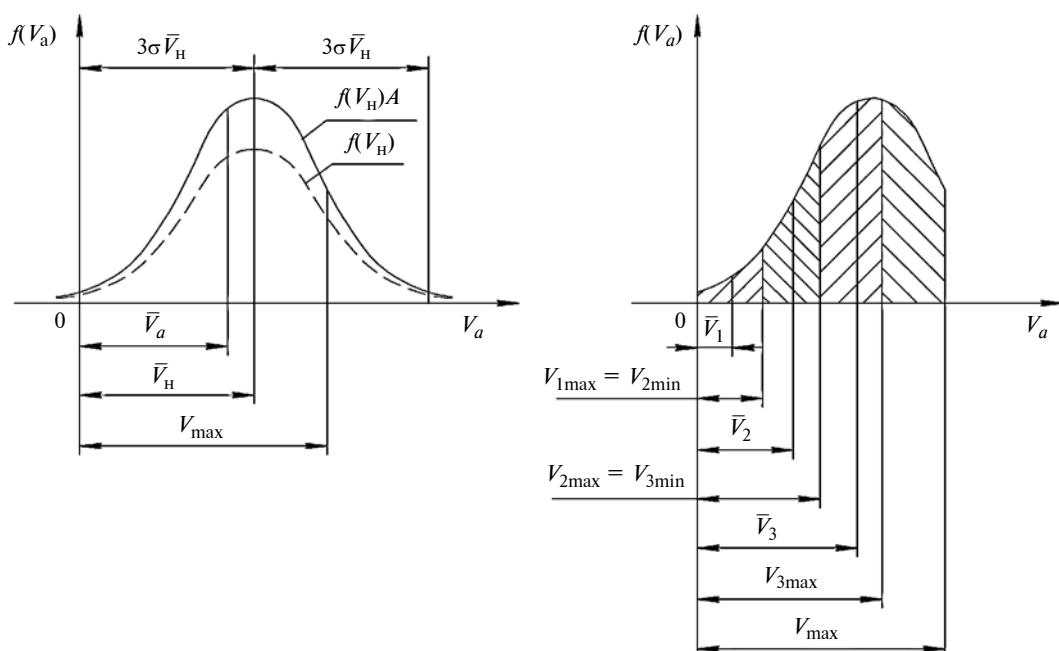


Рис. 1. Схема к определению параметра  $A$  усеченного нормального распределения скорости автомобиля

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

---

Методом последовательного приближения решают систему уравнений:

$$\sigma_{\bar{V}_h} = \frac{\bar{V}_h}{3}, \quad (13)$$

$$t_1 = \frac{V_{\min} - \bar{V}_h}{\sigma_{\bar{V}_h}}, \quad (14)$$

$$t_2 = \frac{V_{\max} - \bar{V}_h}{\sigma_{\bar{V}_h}}, \quad (15)$$

$$\Phi(t_1) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{t_1} e^{-\frac{t^2}{2}} dt, \quad (16)$$

$$\Phi(t_2) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{t_2} e^{-\frac{t^2}{2}} dt, \quad (17)$$

$$A = \frac{1}{\Phi(t_2) - \Phi(t_1)}, \quad (18)$$

$$B = A [f(t_1) - f(t_2)], \quad (19)$$

$$\bar{V}_a = \bar{V}_h + B \sigma_{\bar{V}_h}. \quad (20)$$

В качестве минимальной скорости принимают  $V_{\min} = 0$ . Расчетная максимальная скорость  $V_{\max}$  ограничивается требованиями безопасности дорожного движения на маршруте и сохранности груза при перевозке, а также должна удовлетворять условию нормального распределения скоростей:

$$\frac{V_{\max}}{2} \leq \bar{V}_a. \quad (21)$$

На первом шаге приближенного решения задаются равенством математических ожиданий неусеченного  $\bar{V}_h$  и усеченного  $\bar{V}_{yc}$  нормальных распределений и средней технической скорости автомобиля  $\bar{V}_a$ :

$$\bar{V}_h = \bar{V}_{yc} = \bar{V}_a. \quad (22)$$

Условием решения системы уравнений является достижение наперед заданной точности  $\varepsilon$ :

$$\bar{V}_h + B \sigma_{\bar{V}_h} - \bar{V}_a \leq \varepsilon. \quad (23)$$

В результате приведения усеченного распределения к неусеченному нормальному распределению получают необходимые данные для определения средневзвешенного передаточного числа  $\bar{i}_k$  в коробке передач. Ими являются величины  $\bar{V}_h$ ,  $\sigma_{\bar{V}_h}$ ,  $A$ .

Расчет  $\bar{i}_k$  ведут в приведенной ниже последовательности. Устанавливают расчетные максимальные скорости на каждой  $j$ -й передаче, кроме высшей:

$$V_{j\max} = K_c V_{tx\max} \frac{i_j}{i_k}, \quad (24)$$

где  $K_c$  — скоростной коэффициент, принимают  $K_c$  равным отношению частоты вращения коленчатого вала, соответствующей максимальному крутящему моменту к номинальной частоте вращения коленчатого вала;  $V_{tx\max}$  — максимальная скорость движения автомобиля по технической характеристике, км/ч;  $i_j$  — передаточное число в коробке передач на  $j$ -й передаче.

Устанавливают расчетные минимальные скорости на каждой  $j$ -й передаче, кроме низшей:

$$V_{j\min} = V_{j-1\max}. \quad (25)$$

Относительный пробег на каждой  $j$ -й передаче, кроме высшей, определяют по формуле:

$$\beta_j = \frac{A}{\sigma_{\bar{V}_h} \sqrt{2\pi}} \int_{V_{j\min}}^{V_{j\max}} e^{-\frac{(V-\bar{V}_h)^2}{2\sigma_{\bar{V}_h}^2}} dV. \quad (26)$$

Относительный пробег на высшей передаче равен:

$$\beta_v = 1 - \sum_{j=1}^{n-1} \beta_j. \quad (27)$$

Средневзвешенное передаточное число в коробке передач равно:

$$\bar{i}_k = \sum_{j=1}^n i_j \beta_j. \quad (28)$$

Эксплуатационный расход топлива, л/100 км, при средней технической скорости движения автомобиля  $\bar{V}_a$  определяется по аналитической зависимости (1).

В уравнении (1)  $\psi$  — коэффициент суммарного дорожного сопротивления качению шин, определя-

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

ется по зависимости, установленной Н. Я. Говорушенко [3]:

$$\psi = \frac{k_{V_\psi} V_{\text{tx max}}}{\bar{V}_a}, \quad (29)$$

где  $k_{V_\psi}$  — коэффициент, равный коэффициенту сопротивления качению шины  $k_{V_\psi} = f_k$ .

Коэффициент сопротивления качению шины определяется по формуле [6]:

$$f_k = \frac{r_{\text{св}} - r_{\text{ст}}}{2 \pi r_{\text{к}}}, \quad (30)$$

где  $r_{\text{св}}$  — свободный радиус качения шины, м;  $r_{\text{ст}}$  — статический радиус шины, м, например, для шины КАМА NF 701 11 R22,5 автомобиля-самосвала КАМАЗ-45143-15 коэффициент сопротивления качению равен  $f_k = 0,0126$ .

Для автомобиля-самосвала КАМАЗ-45143-15 параметры, входящие в формулу (1), имеют следующие значения:  $A = 0,85$ ;  $B = 0,026$ ;  $C = 0,0035$ ;  $\eta_{\text{тр}} = 0,85$ .

Радиус  $r_k$  качения колес, входящий в расчетные формулы (9)–(10) для определения коэффициентов

$A$  и  $B$ , принимают равным радиусу качения колеса без буксования, т. е. в свободном режиме качения.

Радиус качения колеса в свободном режиме может быть определен по формуле [7]:

$$r_{\text{к}} = \frac{3r_{\text{св}} r_{\text{ст}}}{r_{\text{св}} + 2r_{\text{ст}}}. \quad (31)$$

Для определения радиуса  $r_{\text{к}}$  служит также упрощенная формула [7]:

$$r_{\text{к}} = \frac{2 r_{\text{св}} + r_{\text{ст}}}{3}. \quad (32)$$

На основе представленной методики с использованием вероятностного расчета эксплуатационного расхода топлива получены результаты для автомобиля-самосвала КАМАЗ-45143-15, представленные в табл. 1–3 и на рис. 2. Представленные данные могут быть использованы в качестве аналога для оценки эксплуатационного расхода топлива специалистами инженерно-технической службы при формировании транспортных агрегатов.

Таблица 1

**Сравнительные результаты расчетов путевого эксплуатационного расхода топлива  
автомобиля КАМАЗ-45143-15 при снаряженном весе**

Показатели	Расчетные значения показателей при средней технической скорости $V_t$ , км/ч							
	25	30	35	40	45	50	55	60
Относительный пробег на передаче								
1B	0,0184	0,0120	0,0086	0,0066	0,0053	0,0043	0,0037	0,0032
2B	0,0998	0,0560	0,0348	0,0235	0,0168	0,0125	0,0096	0,0075
3B	0,3565	0,2218	0,1392	0,0910	0,0622	0,0439	0,0315	0,0228
4H	0,3457	0,3142	0,2367	0,1686	0,1192	0,0847	0,0601	0,0421
4B	0,1433	0,2363	0,2449	0,2084	0,1632	0,1230	0,0903	0,0641
5H	0,0350	0,1368	0,2356	0,2738	0,2612	0,2244	0,1803	0,1366
5B	0,0014	0,0230	0,1001	0,2281	0,3722	0,5072	0,6246	0,7236
Средневзвешенное передаточное число $i_k$	1,9169	1,6446	1,4389	1,2830	1,1665	1,0794	1,0132	0,9627
Средняя скорость на передаче, км/ч:								
1B	5,2865	5,1259	4,9943	4,8855	4,7884	4,6718	4,4614	3,9894
2B	12,315	12,283	12,236	12,187	12,140	12,095	12,048	11,994
3B	20,315	20,507	20,578	20,595	20,587	20,565	20,532	20,485
4H	28,250	28,603	28,782	28,876	28,924	28,948	28,956	28,950
4B	35,561	35,977	36,209	36,343	36,422	36,472	36,503	36,521
5H	42,858	43,729	44,302	44,664	44,894	45,049	45,159	45,241
5B	52,237	53,610	55,393	57,584	60,113	62,855	65,713	68,668
Параметр $t_1$	-3	-3	-3	-3	-3	-3	-3	-3
Параметр $t_2$	7,8156	6,0132	4,7257	3,7591	3	2,3636	1,7763	1,1577

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Продолжение табл. 1

Показатели	Расчетные значения показателей при средней технической скорости $V_t$ , км/ч							
	25	30	35	40	45	50	55	60
Среднее квадратическое отклонение $\sigma_{V_t}$ , км/ч	8,3213	9,9853	11,649	13,315	15,000	16,780	18,843	21,646
Минимальная скорость $V_{min}$ , км/ч	0	0	0	0	0	0	0	0
Максимальная скорость $V_{max}$ , км/ч	90	90	90	90	90	90	90	90
Математическое ожидание $V_t$ , км/ч	24,964	29,956	34,948	39,946	45	50,339	56,529	64,939
Параметр $A$	1,0014	1,0014	1,0014	1,0014	1,0027	1,0105	1,0408	1,1426
Параметр $B$	0,0044	0,0044	0,0044	0,0041	0	-0,0202	-0,0811	-0,2282
Коэффициент дорожного сопротивления $\psi$	0,0454	0,0378	0,0324	0,0284	0,0252	0,0227	0,0206	0,0189
Радиус качения колес $r_{kc}$ , м	0,5112	0,5112	0,5112	0,5112	0,5112	0,5112	0,5112	0,5112
Расчетный вес автомобиля, $G_a$ , кН	95,16	95,16	95,16	95,16	95,16	95,16	95,16	95,16
Вес автомобиля, приходящийся на ведущие колеса, кН	55,43	55,43	55,43	55,43	55,43	55,43	55,43	55,43
Расход топлива по нормам № АМ-23-р $Q_s$ , л/100 км [9]	32,40	32,40	32,40	27,00	27,00	27,00	27,00	27,00
Расход топлива по вероятностной методике $Q_s$ , л/100 км	46,99	40,32	35,56	32,14	29,72	28,03	26,89	26,17

Анализ данных (см. табл. 1—3) и графических зависимостей (см. рис. 2) показывает существенное отличие результатов расчета эксплуатационного расхода топлива автомобиля при использовании нормативной и вероятностной методик (в среднем на 34 %) в области меньших скоростей при 25 км/ч, однако с увеличе-

нием средней технической скорости до 60 км/ч отличие уменьшается (в среднем до 5 %).

Обобщая результаты теоретических исследований на основе представленных расчетов формируем массив данных зависимости эксплуатационного расхода топлива  $Q_s$  от коэффициента грузоподъем-

**Сравнительные результаты расчетов путевого эксплуатационного расхода топлива автомобиля КАМАЗ-45143-15 при половинной загрузке**

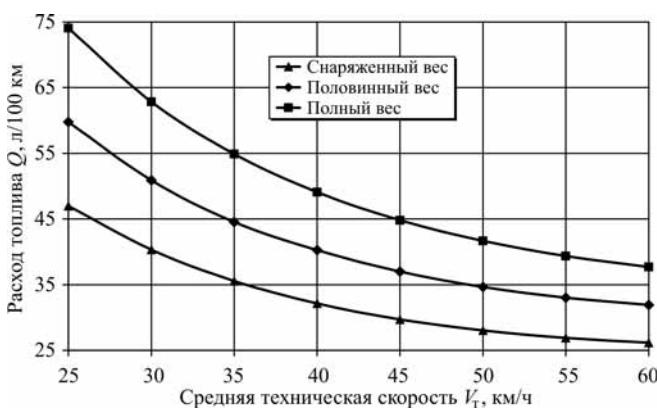
Показатели	Расчетные значения показателей при средней технической скорости $V_t$ , км/ч							
	25	30	35	40	45	50	55	60
Средневзвешенное передаточное число $i_k$	1,9169	1,6446	1,4389	1,2830	1,1665	1,0794	1,0132	0,9627
Коэффициент дорожного сопротивления $\psi$	0,0454	0,0378	0,0324	0,0284	0,0252	0,0227	0,0206	0,0189
Радиус качения колес $r_{kc}$ , м	0,5112	0,5112	0,5112	0,5112	0,5112	0,5112	0,5112	0,5112
Расчетный вес автомобиля, $G_a$ , к · Н	144,94	144,94	144,94	144,94	144,94	144,94	144,94	144,94
Вес автомобиля, приходящийся на ведущие колеса, к · Н	108,80	108,80	108,80	108,80	108,80	108,80	108,80	108,80
Расход топлива по нормам № АМ-23-р $Q_s$ , л/100 км [9]	47,04	47,04	47,04	33,60	33,60	33,60	33,60	33,60
Расход топлива по вероятностной методике $Q_s$ , л/100 км	59,77	50,89	44,55	40,26	37,00	34,66	33,02	31,92

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

**Сравнительные результаты расчетов путевого эксплуатационного расхода топлива автомобиля КАМАЗ-45143-15 при полной загрузке**

Таблица 3

Показатели	Расчетные значения показателей при средней технической скорости $V_t$ , км/ч							
	25	30	35	40	45	50	55	60
Коэффициент дорожного сопротивления $\psi$	0,0454	0,0378	0,0324	0,0284	0,0252	0,0227	0,0206	0,0189
Радиус качения колес $r_{kc}$ , м	0,5112	0,5112	0,5112	0,5112	0,5112	0,5112	0,5112	0,5112
Расчетный вес автомобиля, $G_a$ , к · Н	194,73	194,73	194,73	194,73	194,73	194,73	194,73	194,73
Вес автомобиля, приходящийся на ведущие колеса, к · Н	146,17	146,17	146,17	146,17	146,17	146,17	146,17	146,17
Расход топлива по нормам № АМ-23-р $Q_s$ , л/100 км [9]	56,28	56,28	56,28	40,20	40,20	40,20	40,20	40,20
Расход топлива по вероятностной методике $Q_s$ , л/100 км	74,05	62,85	54,89	49,08	44,81	41,67	39,36	37,70



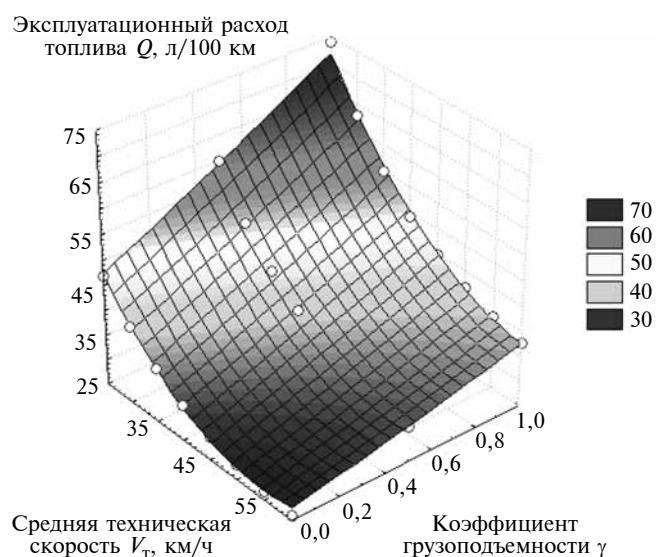
**Рис. 2. Зависимость эксплуатационного расхода топлива от средней технической скорости  $V_t$  при различной весовой загрузке**

ности  $\gamma$  и средней технической скорости  $V_t$  и получаем регрессионное уравнение в виде полинома второй степени:

$$Q_s = 97,7157 + 33,8086\gamma - 2,6261V_t + 1,5185\gamma^2 - 0,4236\gamma V_t + 0,0243V_t^2. \quad (33)$$

Графическая интерпретация уравнения (33) представлена на рис. 3.

С целью проверки адекватности аналитической модели эксплуатационного расхода топлива для грузовых дизельных автомобилей (33) результатам дорожных испытаний был проведен эксперимент на основе данных системы мониторинга транспортных средств АгроКонтроль [10] с датчиком расхода топлива Epsilon. В системе АгроКонтроль используются счетчики трех видов — GPRS-трафика, пробега и мото-часов. Датчик уровня топлива Epsilon предназначен



**Рис. 3. Нелинейная регрессионная зависимость эксплуатационного расхода топлива  $Q_s$  от коэффициента грузоподъемности  $\gamma$  и средней технической скорости  $V_t$**

чен для измерения уровня топлива в резервуарах и топливных баках транспортных средств [11].

В табл. 4 представлены технические характеристики автомобиля-самосвала КАМАЗ-45143-15.

В табл. 5 представлены сведения об эксплуатационных показателях автомобиля-самосвала КАМАЗ-45143 за период с 1.10.2014 г. по 14.11.2014 г. из отчетных данных системы мониторинга АгроКонтроль [10].

В табл. 6 представлены сведения об эксплуатационных показателях автомобиля-самосвала КАМАЗ-45143-15 за один рейс 18.11.2014 г. с 10 ч 20 мин по 17 ч 44 мин по отчетным данным системы мониторинга АгроКонтроль.

Расчетное значение среднего эксплуатационного расхода топлива при движении порожнего и гру-

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Таблица 4

**Технические характеристики  
автомобиля-самосвала КАМАЗ-45143-15**

Наименование параметров	Значения
Модель двигателя	740.310
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	120×120
Рабочий объем, л	10,85
Мощность, кВт	165
Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	2200
Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, мин <sup>-1</sup>	1500
Передаточные числа коробки передач:	
1Н	7,82
1В	6,38
2Н	4,03
2В	3,29
3Н	2,50
3В	2,04
4Н	1,53
4В	1,25
5Н	1,00
5В	0,815
Передаточное число главной передачи	5,94
Размер шин	11 R22,5
Последовательность переключения передач при движении автомобиля	1В-2В-3В-4Н-4В-5Н-5В

женого автомобиля за один рейс составило:  $Q_s = 29,16 \text{ л}/100 \text{ км}$  — с использованием вероятностной методики на основе реализации алгоритма в программе Excel и  $Q_s = 29,40 \text{ л}/100 \text{ км}$  — с использованием регрессионной зависимости (33).

По показаниям датчика расхода топлива и данным системы мониторинга АгроКонтроль за время движения было потрачено 78,07 л топлива при суммарном пробеге 280,11 км.

По показаниям датчика расхода топлива при заправке до полного бака было заправлено 77,38 л дизельного топлива.

По показаниям счетчика топливозаправочной колонки после окончания поездки при суммарном пробеге 278 км по счетчику пройденного пути спидометра автомобиля было заправлено 82 л топлива до полного бака. Отклонение показаний датчика расхода

Таблица 5

**Отчет из системы мониторинга АгроКонтроль  
по эксплуатационным данным автомобиля КАМАЗ-45143-15**

Наименование показателя	Значение
Начало интервала	2014-10-01 00:00:00
Окончание интервала	2014-11-14 23:59:59
Потрачено по ДУТ*	293,84 л
Потрачено по нормам	206,33 л
Ср. расход по ДУТ (весь пробег)	38,45 л/100 км
Всего заправлено	313,86 л
Всего заправок	4
Пробег в поездках	759 км
Потрачено по ДУТ в поездках	259,42 л
Время выполнения отчета	2014-11-14 15:33:58
Ср. расход по ДУТ (пробег по детектору поездок)	38,73 л/100 км
Ср. расход по нормам	27,0 л/100 км
Моточасы	25 ч 21 мин
Ср. расход по ДУТ в м/ч	10,57 л/ч
Ср. расход по нормам в м/ч	7,98 л/ч
Ср. расход по ДУТ в м/ч в поездках	35,73 л/100 км
Ср. расход по нормам в м/ч в поездках	27,0 л/100 км
Количество остановок	177
Время в движении	21 ч 41 мин
Моточасы	18 ч 38 мин
Пробег (корректированный)	759 км
Конечный пробег	764 км
Средняя скорость в поездках	35 км/ч
Макс. скорость в поездках	94 км/ч
Количество поездок	62
Потрачено по нормам в поездках	204,87 л
Отклонение расхода по ДУТ в поездках	54,56 л
Ср. расход по ДУТ в поездках	34,19 л/100 км
Ср. расход по нормам в поездках	27,0 л/100 км

\* Датчик уровня топлива.

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

---

Таблица 6

## Отчет по расходу топлива в системе АгроКонтроль

Наименование показателя	Значение показателя
Начало интервала	2014-11-18 10:20:00
Окончание интервала	2014-11-18 17:43:59
Потрачено по ДУТ в поездках	78,07 л
Потрачено по нормам	75,63 л
Ср. расход по ДУТ в поездках	27,91 л/100 км
Всего заправлено	186,98 л
Всего заправок	2
Пробег в поездках	279,75 км
Потрачено по ДУТ в поездках	78,07 л
Время выполнения отчета	2014-11-19 11:19:02
Моточасы	6:23:50
Ср. расход по нормам	27,00 л/100 км
Количество заправок и обслуживаний	2

да топлива от показаний счетчика топливозаправочной колонки составляет 5,6 %.

Сопоставительные данные по эксплуатационному расходу топлива, полученные с использованием различных методик, представлены в табл. 7.

Полученные результаты подтверждают сходимость аналитических зависимостей, описывающих взаимосвязь весовой нагрузки автомобиля, максимальной и средней технической скорости движения,

дорожного сопротивления качению шин и их влияние на эксплуатационный расход топлива, а также целесообразность использования для теоретических и практических целей.

**Выводы и перспективы исследований.** На основании обобщения представленных выше результатов можно сделать следующие выводы.

1. Предложенная вероятностная методика расчета эксплуатационного расхода топлива для грузовых автомобилей (на примере КАМАЗ-45143) в зависимости от условий движения позволяет повысить точность нормирования в 1,5...2,2 раза и снизить расход топлива на 5...10 %.

2. Сравнение данных по расходу топлива показывает хорошую сопоставимость результатов и дает основание для использования регрессионного уравнения (33) эксплуатационного расхода топлива в качестве нормативной базы для исчисления нормы в л/100 км при фактической средней технической скорости движения в интервале  $V_t = 25...60$  км/ч и загрузке автомобиля КАМАЗ-45143, определяемой коэффициентом грузоподъемности в интервале  $\gamma = 0...1$ .

3. Перспективы применения методик расчета эксплуатационного расхода топлива заключаются в повышении точности расчетов на основе использования варианта вероятностной методики, учитывающей коэффициент буксования ведущих колес и составляющие расхода топлива на каждой передаче, что обеспечивает более дифференцированный подход, отражающий изменение эксплуатационных факторов в широких пределах при выполнении транспортного процесса в реальных условиях эксплуатации автотранспортных средств.

Таблица 7

## Сопоставительные данные эксплуатационного расхода топлива

Методика определения расхода топлива	Эксплуатационный расход топлива $Q$ , л/100 км, при средней технической скорости $V_t$ , км/ч и коэффициенте грузоподъемности $\gamma$			
	$V_t = 35$ км/ч $\gamma = 0,15$	$V_t = 49$ км/ч $\gamma = 0,3$	$V_t = 51$ км/ч $\gamma = 0,15$	$V_t = 59$ км/ч $\gamma = 0$
По регрессионному уравнению (33)	38,45	31,43	28,85	27,36
По вероятностной методике (Excel)	38,31	32,11	29,57	26,28
По данным системы мониторинга АгроКонтроль	38,73	*	27,91	*
По показаниям счетчика топливозаправочной колонки	*	*	29,50	*

\* Не определяли.

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гайдар С. М. Методы когнитивного моделирования при оценке технического уровня транспортных машин / С. М. Гайдар, Ю. А. Заяц, Т. М. Заяц // Грузовик. — 2013. — № 8. — С. 23–26.
2. Копотилов В. И. Аналитические методы определения эксплуатационного расхода топлива и оценки топливной экономичности автомобилей [Текст] / В. И. Копотилов. — Тюмень: Вектор-Бук, 2008. — 343 с.
3. Говорущенко Н. Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте [Текст] / Н. Я. Говорущенко. — М.: Транспорт, 1990. — 135 с.
4. Романченко М. И. Научно-прикладные основы оценки эксплуатационного расхода топлива транспортных средств: монография [Текст] / М. И. Романченко, А. Г. Пастухов. — Белгород: Изд-во ФГБОУ ВПО БелГСХА им. В. Я. Горина, 2013. — 109 с.
5. Абезгауз Г. Г. Справочник по вероятностным расчетам [Текст] / Г. Г. Абезгауз, А. П. Тронь, Ю. Н. Копенкин, И. А. Коровина. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Воениздат, 1970. — 371 с.
6. Романченко М. И. Сопротивление деформации шины при качении колеса [Текст] / М. И. Романченко // Автомобильная промышленность, 2009. — № 7. — С. 20–23.
7. Агейкин Я. С. Теория автомобиля: Учебное пособие [Текст] / Я. С. Агейкин, Н. С. Вольская. — М.: МГИУ, 2008. — 318 с.
8. Vehicle Dynamics: Lecture Notes / Prof. Dr. Georg Rill [Текст]. — Fachhochschule Regensburg, 2006. — 146 с.
9. Методические рекомендации "Нормы расхода топлив и смазочных материалов на автомобильном транспорте" [Текст]. Распоряжение Минтранса России от 14 марта 2008 г. № АМ-23-р.
10. Система мониторинга транспорта и земельных ресурсов АгроКонтроль [Электронный ресурс]. URL: <http://bamblog.ru/wp-content/uploads/2013/04/> АгроКонтроль-инструкция.pdf (дата обращения: 23.04.2014).
11. Датчик уровня топлива Epsilon. Руководство по эксплуатации. Модели ES2 и ES4 [Электронный ресурс]. URL: [http://www.ask.tm/docs/epsilon\\_ES-401\\_user\\_manual\\_rus\\_v120123.pdf](http://www.ask.tm/docs/epsilon_ES-401_user_manual_rus_v120123.pdf) (дата обращения: 25.04.2014).

## ЧЕТРА представила строительную спецтехнику властям Санкт-Петербурга

Специалисты компании "ЧЕТРА-Промышленные машины" на 21-й международной строительной выставке "ИнтерСтройЭкспо-2015" в Санкт-Петербурге, презентовали властям города уникальную строительную спецтехнику ЧЕТРА.

Стенд компании посетил Марат Оганесян, вице-губернатор Санкт-Петербурга, курирующий направление капитального строительства и реконструкции объектов недвижимости, архитектуры и градостроительства.

Специалисты "ЧЕТРА-ПМ" рассказали вице-губернатору города как о представленных на стенде компании моделях, так и обо всем модельном ряде российской спецтехники ЧЕТРА: от тяжелых бульдозеров для строительства промышленной инфраструктуры до универсальных мини-погрузчиков ЧЕТРА МКСМ, успешно работающих не только в коммунальной сфере, но и на строительных площадках городов.

В разговоре с сотрудниками "ЧЕТРА-ПМ" Марат Оганесян отметил важность развития отечественного производства строительной спецтехники и изучил информацию о представленных на экспозиции машинах.

Отметим, что на "ИнтерСтройЭкспо-2015" "ЧЕТРА-ПМ" привезла бульдозеры ЧЕТРА Т9 для городского строительства и ЧЕТРА Т11 в мелиоративном исполнении, а также усовершенствованный мини-погрузчик ЧЕТРА МКСМ серии А и различное навесное оборудование для его эффективной эксплуатации.

Популярностью у посетителей выставки пользовалась спроектированная специально для работы на грунтах с низкой несущей способностью модификация бульдозера ЧЕТРА Т11 — бульдозер-болотоход. Эта 20-тонная машина незаменима для землеройных работ в добычающей отрасли и при возведении промышленной инфраструктуры в Северо-Западном федеральном округе России.

Между тем 17-тонный компактный бульдозер ЧЕТРА Т9, отличающийся маневренностью и компактными размерами вызвал интерес специалистов, работающих в сфере городского строительства.

Разнообразное навесное оборудование позволяет эффективно работать в городском строительстве и мини-погрузчику ЧЕТРА МКСМ, одна из модификаций которого — ЧЕТРА МКСМ 800А — была представлена на "ИнтерСтройЭкспо 2015".

Новая партия бульдозеров ЧЕТРА ушла на Ямал

Модернизированные бульдозеры ЧЕТРА Т9 вошли в технологический парк компании "Газпром подземремонт Уренгой" — предприятия, занимающегося капитальным и текущим ремонтом, а также модернизацией и реконструкцией нефтяных скважин всех назначений на объектах ОАО "Газпром" и его дочерних обществ, а также независимых недропользователей.

Так, четыре бульдозера ЧЕТРА Т9, оснащенных двигателями Ярославского моторного завода (ЯМЗ) мощностью 150 л. с., отправились на север Ямalo-Ненецкого автономного округа — для работы на нефтегазоконденсатном Бованенковском и газовом Уренгойском месторождениях.

Небольшие габариты — эксплуатационная масса ЧЕТРА Т9 всего 17 тонн — делают эту машину мобильной и удобной для работы в инфраструктурном строительстве и ремонтных работах.

Между тем одна из главных особенностей конструкции всех бульдозеров ЧЕТРА — трехточечная полужесткая подвеска с вынесенной осью качания тележек — обеспечивает ЧЕТРА Т9 высокие тягово-цепные свойства, уменьшение ударных нагрузок на ходовую систему, а также улучшение условий труда для оператора.

Маневренности конструкторы ЧЕТРА Т9 достигли, внедрив электрогидравлическое управление трансмиссией машины, реализованное, в свою очередь, при помощи контроллера и пульта в кабине оператора.

В то же время ЧЕТРА Т9 удобен в техническом обслуживании благодаря модульной конструкции всех узлов и систем машины — ходовой, трансмиссии, охлаждения, рабочего оборудования, кабины и систем управления.

Комфортен ЧЕТРА Т9 и для оператора: кабина бульдозера выполнена с учетом всех современных требований эргономики, обеспечивающих оптимальные условия для оператора в течение всего рабочего времени. Кроме того, микроклимат в кабинах, оснащенных двойными стеклопакетами, обеспечивают кондиционер, а также зависимый и независимый отопители.

Вместе с тем, бульдозеры ЧЕТРА Т9 давно зарекомендовали себя как универсальные надежные помощники, достойно выдержавшие испытания суровым климатом. Как и вся землеройная спецтехника ЧЕТРА, эти машины бесперебойно работают при температуре от -50 до +35 °C, что особенно актуально для эксплуатации в северных регионах России.

В свою очередь система онлайн-мониторинга работающей техники, установленная на ЧЕТРА Т9, позволяет добиться еще более эффективной эксплуатации бульдозера: при наличии доступа в интернет в режиме реального времени можно следить за местонахождением каждой машины ЧЕТРА, расходом топлива, состоянием аварийных датчиков, временем наработки и т. д. Информацию о состоянии техники собирает и передает бортовое навигационно-связное оборудование ГЛОНАСС/GPS, установленное на всей линейке оборудования ЧЕТРА.

Пресс-служба компании "ЧЕТРА"

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.113.073

А. А. Турленко, Г. З. Лукьянов, канд. техн. наук, Р. И. Соколов, канд. техн. наук,  
НИИЦ АТ з ЦНИИ МО РФ  
E-mail: amn12no@mail.ru

## РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЙ СПОСОБ ОЦЕНКИ ДВИЖЕНИЯ АВТОПОЕЗДА НА ПОДЪЕМАХ В РАЗЛИЧНЫХ ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ

*В статье рассмотрены вопросы оценки способности автопоездов преодолевать подъемы в различных дорожных условиях.*

**Ключевые слова:** автопоезд, удельная мощность автопоезда, коэффициент сцепной массы, коэффициент прицепной нагрузки, полная масса автопоезда, угол подъема.

При выборе седельного тягача и полуприцепа в состав автопоезда-тяжеловоза для перевозки гусеничной техники по дорогам с твердым покрытием, грунтовым дорогам и отдельным участкам местности закономерно возникает необходимость в предварительной расчетной оценке возможности движения автопоезда в различных дорожных условиях. При движении, особенно по грунтовым дорогам, автопоезд преодолевает подъемы различной крутизны. Поэтому одним из критериев оценки способности движения автопоезда в различных дорожных условиях можно считать максимально возможный угол преодолеваемого подъема.

Традиционно такая оценка производилась путем построения его динамической характеристики и задаваемого сопротивления движению [1]. Для определения максимально возможного угла подъема достаточно определить значение динамического фактора автопоезда при движении на низших передачах в коробке передач и раздаточной коробке и максимальной мощности двигателя. Тогда по выражению (1) зная значение коэффициента сопротивления качению для данных дорожных условий можно получить значение максимально возможного угла подъема:

$$\sin \alpha = D - f \sqrt{1 - D^2}, \quad (1)$$

где  $D$  — динамический фактор;  $f$  — коэффициент сопротивления качению.

Существуют также характеристики автопоезда, оказывающие существенное влияние на его движения в различных дорожных условиях. К ним отно-

сятся коэффициент прицепной нагрузки  $K_{\Pi}$  и коэффициент сцепной массы  $K_{\phi}$  автопоезда.

Коэффициент прицепной нагрузки определяется по формуле:

$$K_{\Pi} = \frac{G_{\text{кпр}}}{G_{\text{пп}}}, \quad (2)$$

где  $G_{\text{кпр}}$  — нагрузка на колеса полуприцепа, кг;  $G_{\text{пп}}$  — полная масса седельного тягача, кг.

Коэффициент сцепной массы для автопоезда с полноприводным тягачом определяется по формуле:

$$K_{\phi} = \frac{G_{\text{сц}}}{G_{\text{ап}}}, \quad (3)$$

где  $G_{\text{сц}}$  — сцепная масса автопоезда (масса приходящаяся на ведущие колеса), кг;  $G_{\text{ап}}$  — полная масса автопоезда, кг.

Предлагаемый способ оценки возможности движения автопоезда в различных дорожных условиях заключается в графическом построении области допустимых значений  $K_{\Pi}$  и  $K_{\phi}$  для различных углов преодолеваемых подъемов с наложением ограничений по его удельным тяговым характеристикам, полученным при проведении динамического расчета. Для построения области допустимых значений  $K_{\Pi}$  и  $K_{\phi}$  проведем некоторые преобразования.

Для установившегося движения автопоезда справедливо следующее условие:

$$P_k \geq G_a \psi_a + G_{\Pi} \psi_{\Pi} + Pw_{\text{ап}}, \quad (4)$$

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

где  $P_k$  — сила тяги на ведущих колесах тягача;  $G_a$ ,  $G_p$  — соответственно вес тягача и прицепа;  $\psi_a$ ,  $\psi_p$  — соответственно коэффициенты сопротивления движению тягача и прицепа;  $P_{w_{ap}}$  — сила сопротивления воздуха.

Учитывая, что движение автопоезда по дорогам с низкой несущей способностью осуществляется с небольшими скоростями, значением  $P_{w_{ap}}$  можно пренебречь.

Принимая во внимание, что  $\psi_{ap} = \psi_a + \psi_p$ , выражение (4) примет вид:

$$P_k \geq G_{ap}\psi_{ap}. \quad (5)$$

Кроме того, ограничением движения автопоезда в данных дорожных условиях может стать невыполнение следующего неравенства:

$$P_k \leq G_{ap}K_\varphi\varphi \cos\alpha, \quad (6)$$

где  $P_k$  — сила тяги на ведущих колесах тягача;  $G_{ap}$  — полная масса автопоезда;  $K_\varphi$  — коэффициент сцепной массы;  $\varphi$  — коэффициент сцепления;  $\alpha$  — угол подъема дороги.

Решив совместно неравенства (6) и (5), получим выражение для минимальных значений коэффициента сцепной массы, которым должен обладать автопоезд при движении в заданных дорожных условиях:

$$K_\varphi \geq \frac{\psi}{\varphi \cos\alpha}. \quad (7)$$

Обозначим правую часть неравенства (7) параметром  $\rho_d$ , тогда, для обеспечения возможности движения автопоезда по сцеплению в заданных дорожных условиях, должно выполняться условие:

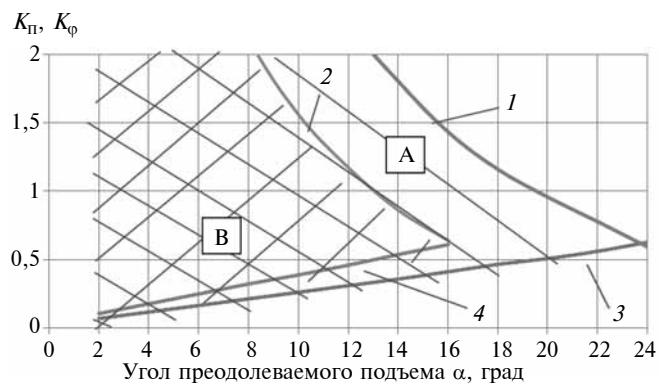
$$K_\varphi \geq \rho_d. \quad (8)$$

Из неравенства  $G_a\varphi \cos\alpha \geq (G_a + G_p)\psi$ , характеризующего возможность движения тягача по сцеплению буксировать прицеп (полуприцеп) в заданных дорожных условиях, с учетом (7) получим неравенство для определения возможных значений  $K_p$  для заданных дорожных условий:

$$K_p \leq \frac{1}{\rho_d} - 1. \quad (9)$$

Используя выражения (7), (8) и (9), построим графики предельных значений  $K_\varphi$  и  $K_p$  в зависимости от величины угла подъема дороги для дорожных условий, характеризующихся различными значениями коэффициента сопротивления качению  $f$  и коэффициент сцепления  $\varphi$  [2]. При этом значения  $\psi$  можно вычислить по выражению:

$$\psi = f + \tan\alpha. \quad (10)$$

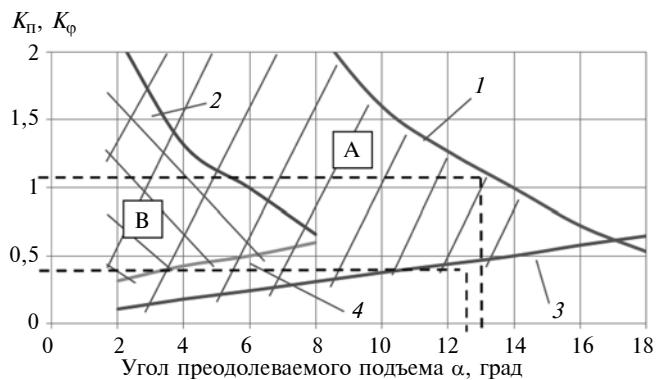


**Рис. 1. График оценки возможности движения автопоезда на сухом и мокром асфальтобетонном покрытии**

1 —  $K_p = f(\alpha)$  для сухой асфальтобетонной дороги; 2 —  $K_p = f(\alpha)$  для мокрой асфальтобетонной дороги; 3 —  $K_\varphi = f(\alpha)$  для сухой асфальтобетонной дороги; 4 —  $K_\varphi = f(\alpha)$  для мокрой асфальтобетонной дороги; А — область значений  $K_p$  и  $K_\varphi$  для сухой асфальтобетонной дороги; В — область значений  $K_p$  и  $K_\varphi$  для мокрой асфальтобетонной дороги

На рис. 1 представлены графические изображения зависимостей  $K_\varphi$  и  $K_p$  для движения по сухому асфальтобетонному покрытию (при принятых средних значениях  $f$  и  $\varphi$  равных 0,019 и 0,75 соответственно) и мокрому асфальтобетонному покрытию (при принятых средних значениях  $f$  и  $\varphi$  равных 0,019 и 0,5 соответственно) [2].

На рис. 2 представлен график указанных зависимостей для движения по сухой укатанной грунтовой дороге (при принятых средних значениях  $f$  и  $\varphi$  равных 0,03 и 0,55 соответственно) и мокрой укатанной грунтовой дороге (при принятых средних значениях  $f$  и  $\varphi$  равных 0,1 и 0,4 соответственно) [2].



**Рис. 2. График оценки возможности движения автопоезда на сухом и мокром укатанном грунтовом покрытии:**

1 —  $K_p = f(\alpha)$  для сухой укатанной грунтовой дороги; 2 —  $K_p = f(\alpha)$  для мокрой укатанной грунтовой дороги; 3 —  $K_\varphi = f(\alpha)$  для сухой укатанной грунтовой дороги; 4 —  $K_\varphi = f(\alpha)$  для мокрой укатанной грунтовой дороги; А — область значений  $K_p$  и  $K_\varphi$  для сухой укатанной грунтовой дороги; В — область значений  $K_p$  и  $K_\varphi$  для мокрой укатанной грунтовой дороги

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Области, заштрихованные на графиках, соответствующие выполнению условий неравенств (7) и (9), представляют собой сочетание значений  $K_{\Pi}$  и  $K_{\Phi}$ , при которых возможно движение автопоезда в данных дорожных условиях.

Для проверки работоспособности предложенного способа расчетно-графической оценки и его достоверности, проведем сравнение результатов расчетов с результатами натурных испытаний на примере автопоезда в составе седельного тягача "Урал-63704" и полуприцепа-тяжеловоза ЧМЗАП-9990-0000073-03 полной массой 52 т.

Значения параметров оценки  $K_{\Pi}$  и  $K_{\Phi}$  для данного автопоезда полной массы составили 1,1 и 0,48 соответственно. Оценку проведем для условий движения по сухой укатанной грунтовой дороге с  $f = 0,03$ , на которой испытывался автопоезд по преодолению подъемов. На рис. 2 по значениям  $K_{\Pi}$  и  $K_{\Phi}$  определены величины углов, преодолеваемых автопоездом.

Максимально возможный угол подъема автопоезда в данных дорожных условиях по  $K_{\Pi}$  составил  $13^{\circ}$ , а по  $K_{\Phi}$   $12,5^{\circ}$  соответственно. Следовательно, максимально возможный расчетный угол подъема автопоезда ограничен его сцепной массой и составляет  $12,5^{\circ}$ .

Однако проверочный тяговый расчет вышеуказанного автопоезда по динамическому фактору (мощность двигателя седельного тягача составляет 412 л. с.) при его движении на первой передаче в коробке передач и пониженной передаче в раздаточной коробке в тех же дорожных условиях с учетом выражения (1) показал, что по параметрам двигателя он может преодолевать подъемы до  $28^{\circ}$ .

Натурные испытания автопоезда по преодолению подъемов подтвердили данные, полученные расчетно-графическим способом [3].



Рис. 3. Преодоление автопоездом уклона в  $11^{\circ}$

Автопоезд преодолел подъем крутизной  $11^{\circ}$  на сухой грунтовой дороге, показав тем самым удовлетворительную сходимость натурных испытаний с результатами расчетов (рис. 3).

Таким образом, предварительная оценка возможности преодоления подъема автопоездом должна проводиться не только по тягово-динамическому расчету (удельной мощности), но и полученных предлагаемым расчетно-графическим способом (исходя из значений  $K_{\Pi}$  или  $K_{\Phi}$ ).

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Антонов А. С., Кононович Ю. А., Магидович Е. И. и др. Армейские автомобили (теория) / Под редакцией А. С. Антонова. — Москва: Воениздат, 1970. — 525 с.
2. Исследования и обоснование рациональных значений основных ТТХ прицепов и полуприцепов для перспективных многоцелевых автомобилей-тягачей: отчет о НИР / 21 НИИ Минобороны России, 1981.
3. Приемочные испытания опытного образца автомобиля-тягача седельного Урал-63704-0029-01: технический отчет / НИИЦ АТ З ЦНИИ Минобороны России, 2013.

## "Автокран" продвигает современные технологии

Завод "Автокран" активно повышает функциональный уровень своих кранов, внедряя в их конструкцию современные технические решения. Одной из последних новаций стало применение на автокранах "Ивановец" грузоподъемностью 25 тонн серии АК-25 электрогидравлической пропорциональной системы управления крановыми операциями.

Эта прогрессивная система позволяет существенно повысить плавность управления краном, точно позиционировать груз в пространстве и дает возможность оператору одновременно выполнять несколько операций. До недавнего времени электрогидравлическая пропорциональная система управления была доступна только владельцам тяжелых кранов и "продвинутой" импортной техники. Для того, чтобы более широкий круг потребителей смог ощутить преимущества новых технологий, завод в течение двух месяцев, начиная с июля текущего года, провел, по желанию заказчика, бесплатную установку электрогидравлической системы управления на любой из приобретаемых автокранов "Ивановец" серии АК-25 грузоподъемностью 25 т.

По отзывам клиентов, которые уже опробовали новую систему, работа с грузами становится производительнее, безопаснее, а оператор, управляя краном с помощью двух электрических джойстиков, меньше утомляется.

Учитывая, что далеко не все операторы кранов знакомы с особенностями электрогидравлического управления, завод дополнитель но предлагает программу обучения, включающую практические занятия на специальной площадке в городе Иваново. Открытый там недавно регионально-технический центр обучит или переобучит специалистов заказчика.

Пресс-служба ТК "Ивановская марка"

# ПРАКТИКА

УДК 656.135(510)(470+571)

Дэн Чэнгун, аспирант, МАДИ

E-mail: 605661710@mail.ru

## ПЕРСПЕКТИВЫ СОТРУДНИЧЕСТВА В СФЕРЕ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ КНР И РФ

*В статье дан анализ основных тенденций в развитии автомобильной промышленности Китая и Российской Федерации. Выявлены факторы, влияющие на формирование автомобильной промышленности. Определены особенности развития автомобилестроения в Китае и России. Обосновано дальнейшее взаимное развитие автотранспортного производства КНР и России в современных условиях.*

**Ключевые слова:** автомобильная промышленность, структура автомобильного рынка, Россия, Китай.

В последнее время в странах происходят стремительные процессы интеграции автопроизводителей в глобальную автомобильную промышленность. В связи с этим становится актуальным исследование важнейших тенденций, происходящих в этом секторе мирового хозяйства, особенно в Китае и России.

Автомобилестроение в России отличается высокой волатильностью. Спрос коррелирует с макроэкономическими показателями такими, как реальный доход населения, цена на нефть, уровень процентных ставок и др. Все это делает российский автомобильный рынок весьма неустойчивым по месячным уровням продаж, отклонение по которым в два раза выше, чем в Китае.

Анализ показал, что структура автомобильного рынка стран, как и темпы его роста, отличается значительными различиями, что представлены на рисунке.

Как видно из рисунка, доля национальных брендов, произведенных отечественными компаниями, в России находится на уровне 18 %, а в Китае — достигает 55 %. В России высока доля импорта, на которую приходится более 30 % автомобильного рынка, в то время как в Китае она составляет 2 %.

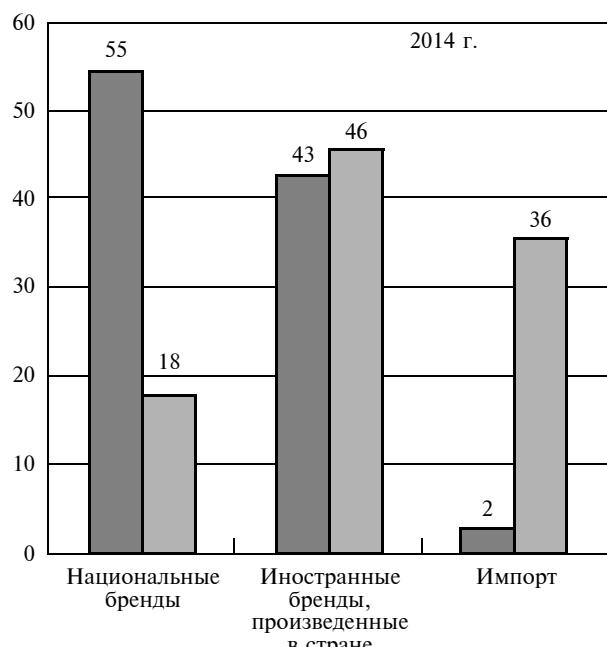
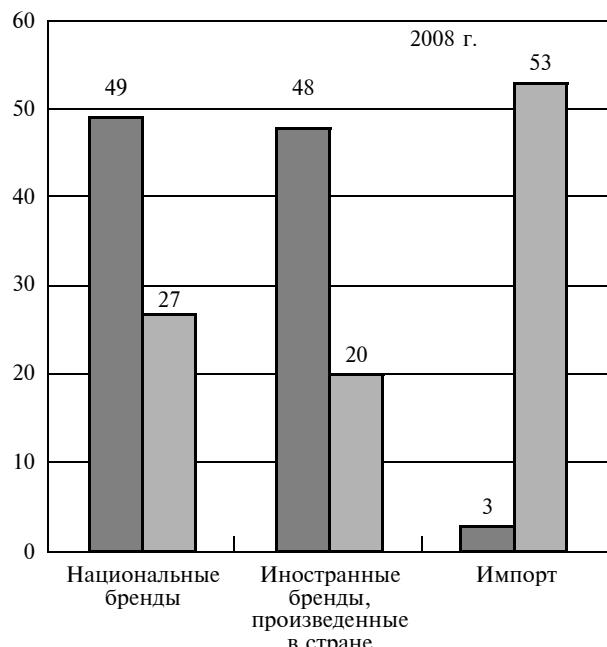
Подъем отечественной автомобильной промышленности является одной из важнейших целей стратегического развития России. Опыт последних лет показал, что ее формирование почти невозможно без использования иностранных технологий и капитала. Вместе с тем создание конкурентоспособной автомобильной промышленности предполагает защиту внутреннего рынка и решение ряда неотложных социально-экономических проблем.

Сравнительный анализ автомобильной промышленности Китая и России позволяет автору выявить особенности процесса становления и экономического развития этой важной отрасли национальной экономики. Ключевую роль в этом процессе играет государство, прежде всего, в форме привлечения прямых иностранных инвестиций и стимулирования локализации производства.

На сегодняшний день в России, по сравнению с другими странами, минимальный обязательный уровень локализации производства является самым низким (30 %), а условия локализации — самыми мягкими: иностранным производителям предоставляется максимальный (среди развивающихся центров) срок достижения минимального обязательного уровня локализации, а также сверхнизкий обязательный минимальный объем производства, равный 25 тыс. автомобилей в год. Россия обладает наиболее низким уровнем локализации, как из-за сравнительно недавнего выхода иностранных компаний на российский рынок, так и вследствие недостаточно жестких требований государства к локализации производства [1].

Особенности моделей развития автомобильной промышленности в Китае определяются в значительной степени характером кооперации между иностранными и национальными компаниями, закономерностями формирования промышленных кластеров, включением в международные цепочки добавленной стоимости, взаимоотношением с государством. В Китае процесс вхождения компаний на рынок и их кооперация определялись "политическими директивами", когда государство играло роль организатора

"договорного замужества". Соответственно различались и цели совместных предприятий и поведение национальных партнеров: в Китае это административный доступ к внутреннему рынку.



**Структура автомобильного рынка Китая (столбцы слева) и России, % (рассчитано автором на основе данных HIS Global Insights, November 2010; Economist Intelligence Unit, November 2010; BCG analysis)**

В развивающихся центрах мировой автомобильной промышленности на всех этапах становления и последующей модернизации отрасли государство поддерживает национальные производства путем установления высоких пошлин на ввоз иностранных автомобилей, комплектующих, запрета на ввоз подержанных машин и т. д. В Китае формирование и развитие автомобильной промышленности проходило при активном вмешательстве государства, т. е. центрального правительства и местных провинциальных органов власти, которые во многих случаях осуществляли прямой контроль над отраслью. Провинциям принадлежала исключительно важная роль в стимулировании создания мощностей на своей территории, в результате чего отрасль оказалась сильно фрагментированной, а число автопроизводителей достигало 120 ед. [2].

Уровень инвестиционной привлекательности рынка КНР для зарубежных автомобильных ТНК на современном этапе оценивается как средний (табл. 1).

С целью наращивания объемов экспорта автомобилей и компонентов собственного производства Правительство КНР пошло по пути создания в районах высокой концентрации автомобильных заводов государственных баз по экспорту продукции и оказания этим предприятиям соответствующей поддержки.

Процесс глобализации оказал в последние двадцать лет сильнейшее воздействие на автомобильную промышленность. Произошел кардинальный сдвиг от развитых стран к развивающимся в объемах производства и реализации автомобилей. Благодаря притоку прямых иностранных инвестиций и развитию собственных национальных автомобильных компаний в развивающихся странах сформировалась мощная автомобильная промышленность.

Анализ автомобильной промышленности России позволил автору сделать вывод о том, что предприятиям данной отрасли необходимо в ближайшей перспективе начать реализовывать сформулированные в статье условия деятельности, так как они позволяют им повысить конкурентоспособность, создать гибкое и эффективное производство, осуществлять выпуск продукции, соответствующей международным стандартам. Все это в перспективе повлечет за собой повышение экономического уровня развития автомобильстроительных предприятий, будет способствовать привлечению высококвалифицированных специалистов и инвестиций.

В различных формах КНР реализуется стратегия наращивания глобального экономического присутствия. Ключевым элементом данной стратегии являются прямые инвестиции производителей из КНР за рубежом. В целях содействия этому, Минис-

# ПРАКТИКА

---

Таблица 1

**Оценка уровня инвестиционной привлекательности автомобильной промышленности России и Китая**

Функции	Китай	Россия
Уровень осуществления НИОКР	Привлекательны, пока персонал не переходит в национальные компании КНР	Ввиду отсутствия спроса на модели автомобилей, специфические для страны, отсутствие непривлекательности инвестиций
Производство автомобильных компонентов	Весьма привлекательно ввиду барьеров на импорт, наличия большого числа поставщиков и низких издержек	Не привлекательно вследствие небольшого числа фирм-поставщиков, валютных рисков и низкого качества
Производство автомобилей	Очень привлекательно, большой внутренний рынок восполняет проблемы издержек	Относительно высокие издержки на рабочую силу, но присутствие зарубежных компаний объясняется хеджированием внешних рисков
Продажи	Наиболее быстрорастущий и крупный рынок из всех анализируемых стран	Рынок существенно задет глобальным кризисом, но восстанавливается достаточно интенсивно

**Источники:** Кондратьев В. Б. Россия: автомобильный рынок или автомобильная промышленность. – Фонд исторической перспективы, 31.01.2013. – Режим доступа: [http://www.perspektivy.info/rus/ekob/rossija\\_avtomobilnyj\\_rynek\\_ili\\_avtomobilnaja\\_promyshlennost\\_2013-01-31.htm](http://www.perspektivy.info/rus/ekob/rossija_avtomobilnyj_rynek_ili_avtomobilnaja_promyshlennost_2013-01-31.htm)

терством торговли КНР была значительно упрощена процедура получения разрешения на инвестирование в 135 стран, в число которых входит и Россия.

В перспективе ожидаем существенного увеличения инвестиций из КНР в производство автомобилей на территории России. Так, например, до конца 2015 г. в Чечне (г. Грозный) компанией Derways будет построен завод полного производственного цикла по сборке автомобилей брендов КНР. Объем инвестиций только на начальном этапе составит около 500 млн долл. В целом на современном этапе развитие экономического сотрудничества России и КНР обусловлено рядом соприкасающихся направлений экономической политики двух стран, которые систематизированы в табл. 2.

Глобализация мировой экономики и посткризисные условия последних лет обусловили обострение конкурентной борьбы, увеличение расходов на НИОКР, снижение темпов роста продаж на большинстве рынков развитых стран. До 2030 г. в мире будет продано примерно столько же транспортных средств, сколько было реализовано за всю историю мировой автомобильной промышленности.

Таким образом, резкое падение экспортных цен, равно как и существенное повышение темпов роста импортных цен в долларовом исчислении, приведут к фундаментальному падению темпов экономического роста. Жесткая денежно-кредитная политика поможет значительно снизить темпы инфляции, но ценой сокращения темпов роста и падения инвестиций в основной капитал. Согласно полученным результатам прогнозные темпы роста ВВП России в ближайшие два года будут близки к нулю, инфляция составит 7–8 % в год. При этом инвестиции в основной капитал останутся недостаточными.

Увеличение государственных закупок с нынешних 20 % ВВП до 25 % ВВП слабо влияет на краткосрочные темпы роста, но при этом резко снижает валовое накопление основного капитала. Иными словами, агрессивная фискальная политика приведет к падению темпов роста в долгосрочном аспекте. Резкое ухудшение счета капитала не оказывает быстро го влияния на темпы роста ВВП, но заметно влияет на снижение инвестиций [5].

Основным принципом совершенствования системы регулирования банковской деятельности, банковского надзора является внедрение в полном объеме международно признанных подходов к их методике и организации. Это потребует внесения изменений и дополнений в действующее законодательство, а также улучшения практики его применения.

Прогнозные расчеты показывают, что в ближайшие два года темпы роста экономики России скорее всего будут низкими, а вероятность стагнации весьма высока. Инфляция, очевидно, останется высокой. Она может быть снижена, если Банк России продолжит жесткую денежно-кредитную политику, но за счет дальнейшего снижения темпов экономического роста. Российская экономика по-прежнему сильно зависит от цен на мировых рынках, а также от демографических факторов. Ее внутренние резервы роста остаются слабыми. Увеличение доли государственных закупок в ВВП приведет к снижению темпов роста, но лишь в долгосрочном плане. Ухудшение счета капитала не окажет краткосрочного влияния на темпы экономического роста, но заметно снизит инвестиции, т. е. окажет негативное влияние в долгосрочном аспекте.

Можно отметить и положительные стороны падения рубля, так как от падения рубля выигрывают

# ПРАКТИКА

Общие направления выстраивания экономического сотрудничества России и КНР

Таблица 2

Направление политики	Россия	Китай
Инновационное развитие	В соответствии со Стратегией — 2020, переход к инновационной модели экономического развития является абсолютным императивом развития страны	Осуществление стратегии стимулирования развития посредством инноваций
Энергетическая политика	В соответствии с Энергетической стратегией РФ до 2035 г., доля ЕС в совокупном объеме экспорта российских углеводородов будет продолжать снижаться за счет диверсификации экспортных рынков в странах Азии	Дальнейшая географическая диверсификация источников энергетических ресурсов
Интернационализация хозяйственной жизни и повышение открытости экономики	Внешнеэкономическая политика РФ до 2020 г. предусматривает географическую диверсификацию внешнеэкономических связей нашей страны	Достигние двусторонней, многосторонней, региональной и субрегиональной открытости и экономического сотрудничества
Политика по отношению к иностранным инвестициям	Внешнеэкономическая политика РФ до 2020 г. предусматривает расширение инвестиционного сотрудничества в области формирования и развития инфраструктуры	Увеличение преимуществ и эффективности использования иностранного капитала, стимулирование технологий, инвестиций и знаний
Региональная экономическая политика	Направления интеграции РФ в современные мирохозяйственные связи имеют свою специфику реализации в зависимости от регионов страны	Ускорение реализации стратегии создания зон свободной торговли, стимулирования развития транспортного сообщения со странами-соседями. Превращение КНР в базу производства новейшего оборудования и НИОКР
Политика в области охраны окружающей среды	Решение остройших экологических проблем глобального характера, в том числе проблемы обеспечения радиационной безопасности	Усиление динамики охраны окружающей среды. Осуществление важнейших проектов восстановления экологической системы

Источник: Инвестиционное сотрудничество России и Китая. URL: [http://mgumoscow.blogspot.de/2012/04/blog-post\\_2135.html](http://mgumoscow.blogspot.de/2012/04/blog-post_2135.html).

экспортеры, а соответственно увеличивается бюджет и профицит федерального бюджета. Каждая экономика рано или поздно проходит через упадок, чтобы потом укрепиться еще сильней на мировом рынке, поэтому в будущем нам стоит ждать только роста экономики РФ.

Российский рынок автомобилей в последние годы, как и другие развивающиеся рынки, развивается под воздействием фактора ненасыщенности, низкого уровня автомобилизации и изношенности автомобильного парка страны. Анализ показал, что в структуре внутреннего рынка продолжает снижаться доля импортных автомобилей и российских марок, но увеличивается доля иномарок, произведенных на внутреннем рынке. Одновременно для дальнейшей либерализации рынка автомобилей РФ необходимы: снижение импортных пошлин на ввоз автомобилей; отказ от масштабных капиталовложений в автомобильную промышленность; продажа доли государства в предприятиях автомобильной промышленности частным лицам.

Современный этап развития торгово-экономического сотрудничества обусловлен активным развитием экономики КНР, а также изменениями, связанными

с реформированием российской экономики, поэтому сотрудничество стран в автомобилестроении развито слабо; оно ограничивается лишь экспортными поставками китайских автомобилей в Россию. Вместе с тем следует учитывать объективные предпосылки географического, геоэкономического характера, которые будут в дальнейшем способствовать производственной кооперации российских и китайских производителей автомобилей, их инвестиционному, научно-техническому сотрудничеству в отрасли.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Гринин Л. Е. Китайская и индийская модели экономического развития и перспективы мирового лидерства. — URL: <http://opres.ru/data/2013/04/03/1233206953/3-BA2.pdf>.
- Инвестиционное сотрудничество России и Китая. — URL: [http://mgumoscow.blogspot.de/2012/04/blog-post\\_2135.html](http://mgumoscow.blogspot.de/2012/04/blog-post_2135.html).
- Кондратьев В. Б. Россия: автомобильный рынок или автомобильная промышленность. — Фонд исторической перспективы, 31.01.2013. — Режим доступа: [http://www.perspektivy.info/rus/ekob/rossija\\_avtomobilnyj\\_nok ili\\_avtomobilnaja\\_promyshlennost\\_2013-01-31.htm](http://www.perspektivy.info/rus/ekob/rossija_avtomobilnyj_nok ili_avtomobilnaja_promyshlennost_2013-01-31.htm)
- Перспективы развития экономики Китая в 2013 году. — URL: <http://www.webeconomy.ru/index.php?page=cat&newsid=1506&type=news>.
- Рейтинг стран мира по ВВП по паритету покупательной способности в 1980—2017 гг. по версии МВФ. — URL: <http://www.businessforecast.by/partners/ratings/478/>.

# БЕЗОПАСНОСТЬ

УДК 629.3.083.4

Б. А. Крамаренко, доцент, МАДИ

E-mail: chizov\_nik@mail.ru

## НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИИ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОВЕРОК ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

*Особенностями оптимизации технологии выполнения проверок технического состояния транспортных средств (ТС), в данном случае автобусов, при выпуске их на линию, — является не ужесточение требований, сформулированных для обязательных периодических технических осмотров (ТО), а регулирование порядка проведения мероприятий по контролю качества технического состояния ТС в интересах безопасности дорожного движения (БДД), для улучшения экологической ситуации и с целью повышения эффективности трудовых и материальных затрат.*

**Ключевые слова:** оптимизация, техническое состояние ТС, диагностика, ДТП, технические неисправности, технический осмотр.

Были проведены мероприятия в области предварительной научно-исследовательской работы по разработке технологии технического диагностирования проверок контроля качества технического состояния автобусов при выпуске на линию в сфере обеспечения безопасности дорожного движения (ОБДД) с целью повышения эффективности трудовых и материальных затрат.

В процессе работы был проведен ряд исследований, в которых рассмотрена полноразмерная картина существа происходящего процесса — выполнение органолептических проверок и технического диагностирования контроля качества технического состояния автобусов при выпуске на линию, условия для оказания соответствующих услуг.

Технология в сфере выполнения проверок технического состояния ТС, в данном случае автобусов, не соответствует требованиям, которые нам предъявляет создавшаяся ситуация с дорожно-транспортными происшествиями (ДТП) в сфере ОБДД.

Водитель не специалист по технической диагностике, он не может правильно оценить техническое состояние ТС в период технической эксплуатации, в данном случае автобуса, — он не обладает соответствующими навыками, знаниями и даже возможностями для определения технических неисправнос-

тей. Задача, которую должен выполнять водитель — это управлять порученным ТС, на основании инструкций и требований автотранспортного предприятия (АТП), в соответствии с Правилами дорожного движения РФ (ПДД), Кодекса Административных правонарушений РФ (КоАП), "Основных положениях по допуску транспортных средств к эксплуатации и обязанностям должностных лиц по обеспечению безопасности дорожного движения", "Перечень неисправностей и условий, при которых запрещается эксплуатация транспортных средств", а также правил, стандартов, технических норм, ГОСТов и многих других нормативных и правовых документов, используемых в правоприменительной практике, при технической эксплуатации вверенного водителю ТС, обеспечить безопасность всех участников дорожного движения, и в первую очередь — пассажиров данного автобуса.

Обязательный периодический ТО автобусы проходят согласно Федеральному закону РФ "О техническом осмотре и о внесении изменений в законодательные акты" от 1 июля 2011 г. № 170-ФЗ (ФЗ "О ТО") и последующему Постановлению Правительства Российской Федерации "О проведении технического осмотра транспортных средств" от 5 декабря 2011 г. № 1008 (ПП "О ТО") при выполнении технического обслуживания, в результате чего и

# БЕЗОПАСНОСТЬ

---

получают диагностическую карту, которая является документом о прохождении ТО. Это в корне противоречит "Соглашению о принципах единообразных условий периодических технических осмотров колесных транспортных средств", заключенного РФ в 1997 г. со странами, входящими в Европейскую экономическую комиссию ЕЭК ООН, в Вене, и вступившего в законную силу на территории РФ с 1 января 2001 г., основу которых составляют, в том числе:

1 — единообразие технологических процедур осмотра ТС;

2 — исключение монополизации проведения ТО частными компаниями или государственными структурами в каждом регионе;

3 — исключение совмещения работ по техническому обслуживанию и проверке технического состояния ТС.

Постоянный рост количества ТС и увеличение интенсивности транспортных потоков наблюдается во всех странах мира с высоким уровнем экономического развития, что оказывает существенное влияние на состояние дорожно-транспортной аварийности.

В 2013 г. в мире в результате дорожно-транспортных происшествий (ДТП) погибли 1,26 млн человек, из них более 1 млн в государствах с низким и средним уровнем экономического развития. Экономический ущерб от дорожно-транспортных происшествий составил более 518 млрд долл. США. В странах Европейского союза ежегодно на дорогах погибают около 50 тыс. человек, выше 150 тыс. человек остаются на всю жизнь инвалидами. По предварительным прогнозам Всемирной Организации Здравоохранения (ВОЗ), к 2020 г. дорожно-транспортный травматизм может стать третьей среди основных причин погибших и раненых людей и представлять далее более серьезную проблему для здоровья населения, чем малярия, туберкулез, СПИД и т. д.

Статистика о влиянии технических неисправностей ТС на состояние дорожно-транспортной аварийности значительно разниться. По информации Европейской конференции министров транспорта, приблизительно 2 % ДТП происходит из-за плохого технического состояния ТС. Главная дирекция транспорта Европейской комиссии пришла к выводу, что неудовлетворительное техническое состояние ТС причина 4 % ДТП, а в 10 % ДТП существенно увеличивается тяжесть их последствий.

Исследования, выполненные в странах с высоким уровнем автомобилизации и социально-экономического развития, показывают высокую значимость неудовлетворительного технического состояния как причины ДТП. Согласно экспертным оценкам, их доля в США составляет 15...20 %, в

Германии 10...20 %, во Франции 20 %, в Дании 11...12 %, в Венгрии 18...20 % всех ДТП.

Многие, как зарубежные, так и отечественные специалисты, полагают, что официальные статистические показатели оказываются занижены из-за неточной или неквалифицированной, часто только визуальной оценки состояния ТС на месте происшествия, неполного или не компетентного отражения неисправностей в учетных формах ДТП, недостаточной корректировки учетных форм с результатами дальнейшего расследования ДТП. По мнению зарубежных и отечественных специалистов, реальное влияние технического состояния ТС на уровень безопасности дорожного движения (БДД) более значимо. По разным оценкам, доля ДТП по причине технических неисправностей ТС колеблется в пределах от 10 до 20 %. К примеру, результаты анализа, проведенного Институтом исследований в области общественной безопасности совместно с дорожной полицией штата Миссури (США) в 1995 г., показали, что причиной или способствующим фактором 12,6 % ДТП явились технические неисправности ТС. По данным Министерства транспорта США, до 30 % ДТП ТС совершаются по причине различных технических неисправностей.

Хотя еще до 2011 г. по отношению к предыдущим годам на территории Российской Федерации отмечалось снижение трех основных показателей аварийности (ДТП — погибшие — раненые), а в 2011 и 2012 гг. уже небольшой подъем. В 2011 г.: 199 431 — 26 567 — 250 635, в 2012 г.: 199 868 — 27 953 — 251 848, в 2013 г.: 204 068 — 27 025 — 258 437, в 2014 г.: 199 719 — 26 850 — 251 799.

Немаловажным является и такой факт, как снижение трех основных показателей аварийности, связанных с техническими неисправностями ТС в РФ. В 2011 г.: 1031 — 232 — 1416 чел., 2012 г.: 1028 — 282 — 1465, 2013 г.: 1541 — 356 — 2228, в 2014 г.: 1906 — 415 — 2716.

Результаты выборочных обследований Госавтоинспекции РФ технического состояния ТС в эксплуатации на дорогах в те времена, когда это было разрешено законодательством РФ, свидетельствуют, что в транспортном потоке более 30 % из них не соответствуют установленным требованиям по критериям безопасности. Это противоречит статистике ДТП в результате неудовлетворительного технического состояния от всех ДТП.

Тенденция повышения трех основных показателей аварийности по причине эксплуатации технически неисправных ТС в РФ, прослеживалась в 2011, 2012, 2013, 2014 гг. и продолжает прослеживаться в 2015 г.

# БЕЗОПАСНОСТЬ

---

Различные системы контроля в виде инспекционной оценки технического состояния ТС в качестве меры по повышению уровня БДД стали создаваться в некоторых странах мира еще в 20-е годы прошлого века. Формы инспекционных оценок различны, главным образом они заключаются в обязательном периодическом ТО ТС и выборочном контроле технического состояния ТС, находящихся в эксплуатации. К настоящему времени различные системы контроля успешно действуют в большинстве европейских стран, а также в Австралии, Японии, Ю. Корее, примерно половине штатов США, отдельных развивающихся государствах.

В последние годы за рубежом все большее внимание уделяется проблеме контроля качества технического состояния ТС в период между обязательными периодическими ТО, даже ежегодный ТО не может дать гарантии, что положительно прошедшие его ТС будут находиться в исправном состоянии в течение всего последующего периода технической эксплуатации, поэтому в международном сообществе была разработана законодательная база для проведения ТО при технической эксплуатации ТС на дорогах.

Так, Европейским парламентом и Советом Европейского союза от 6 мая 2009 г. принятая Директива № 2009/40/ЕС "О техническом осмотре на дорогах коммерческих автомобилей, курсирующих в странах Сообщества". Ее целью является не ужесточение требований, сформулированных для обязательных периодических ТО, а регулирование порядка проведения дополнительных мероприятий по контролю за техническим состоянием ТС как в интересах БДД, так и для улучшения экологической ситуации.

Периодически проводимые обязательные ТО ТС зарекомендовали себя как эффективное средство поддержания минимального уровня пригодности ТС к эксплуатации на дорогах. В то же время большое число зарубежных специалистов полагает, что значительная часть ТС, прошедших обязательный периодический ТО, подвергалась подготовке (ремонтировалась) непосредственно перед самим ТО. Уровень же технического состояния ТС, участвующих в дорожном движении, ниже выявляемого при обязательных периодических ТО.

Автотранспортная инспекция Великобритании в 2002 г. провела исследование, результаты которого показали, что соответствующее установленным нормам техническое состояние ТС недолговечно и быстро начинает снижаться после процедуры прохождения обязательного периодического ТО. Это та доля ТС с серьезными техническими неисправностями (эксплуатация при наличии которых запрещена) в общем количестве проверенных Автотранс-

портной инспекцией Великобритании при технической эксплуатации на дорогах.

Так, если спустя две недели после ТО серьезные неисправности были выявлены у 10 % ТС, то через два месяца — у 15 %, через восемь месяцев — у 20 %, а перед ТО — более четверти ТС, участвовавших в дорожном движении, имели неисправности, эксплуатация с которыми запрещена. Автотранспортная инспекция Великобритании утверждает, что аналогичная тенденция существует в отношении всех категорий ТС.

Удельный вес ТС с серьезными неисправностями в Великобритании в общем объеме выборочно проверяемых ТС составляет 11—12 % и из года в год существенно не меняется.

В связи со вступлением в силу Директивы Европарламента и Совета Евросоюза (Директива) от 6 мая 2009 г. № 2009/40/ЕС "О техническом осмотре на дорогах коммерческих автомобилей, курсирующих в странах Сообщества" активность надзора за техническим состоянием ТС в процессе дорожного движения еще более возрастает. По мнению специалистов Автотранспортной инспекции Великобритании, погоня за увеличением количества проверяемых ТС уже продемонстрировала свою неэффективность, поскольку сосредоточивала внимание инспекторов в основном на ТС в хорошем состоянии, так как их легче и быстрее осмотреть. Директива устанавливает, что "метод выбора автомобилей для проведения осмотра должен основываться на целенаправленном подходе; необходимо прилагать усилия для распознавания автомобилей, которые скорее всего не поддерживаются в надлежащем техническом состоянии. Таким образом, повышается эффективность принимаемых властями мер и сокращаются суммарные задержки и затраты водителей и перевозчиков", установлен перечень узлов и компонентов, подлежащих проверке на дороге. Инспектор имеет право включить в процедуру ТО выявление неисправностей в одном, нескольких или во всех узлах по своему усмотрению. Однако при этом обязательно производится:

1 — общая визуальная оценка технического состояния ТС;

2 — проверка документов о предыдущем ТО на дороге, а для ТС, зарегистрированного в стране члене ЕС, и документ о прохождении обязательного периодического ТО;

3 — если в течение трех предшествующих месяцев какие-либо узлы и детали ТС проверялись, то повторно они тестироваться не будут (за исключением случаев, когда их неисправность очевидна);

# БЕЗОПАСНОСТЬ

---

4 — проверка тормозной системы и выходящими из камер внутреннего сгорания двигателя газов.

К тормозной системе Директивой установлены следующие требования:

1 — все конструктивные элементы тормозной системы обязаны поддерживаться в исправном рабочем состоянии и быть правильно отрегулированными;

2 — основной тормоз ТС, их прицепов и полу-прицепов должен обеспечивать быстрое, эффективное и безопасное торможение, невзирая на загруженность ТС и уклон дороги;

3 — стояночный тормоз ТС, их прицепов и полу-прицепов должен обеспечивать неподвижность ТС, невзирая на загруженность ТС и уклон дороги.

Внимание, которое удалено в Директиве вопросам выявления ТС, загрязняющих атмосферу, еще раз подтверждает, что экологические аспекты выборочного ТО при технической эксплуатации ТС по-прежнему занимают лидирующее место в контроле качества технического состояния находящихся в эксплуатации ТС.

Проверки ТС в эксплуатации в странах мира осуществляют различные организации, в том числе дорожная полиция и транспортные инспекции.

Единообразия в проведении обязательных периодических ТО — контроля качества технического состояния ТС, а тем более в выборочном контроле технического состояния ТС в эксплуатации на дороге в странах мира нет.

В Швеции, Японии выборочная проверка технического состояния ТС на дороге функция дорожных полиций. В Великобритании технические проверки ТС на дорогах осуществляются инспекторами Автотранспортной инспекции (проверки на дорогах занимают 28 % их рабочего времени). В Норвегии ТО на дорогах — дело администрации станций технического контроля, находящихся в собственности Администрации общественных дорог. В Финляндии Центральное управление транспортных средств Министерства транспорта и связи ежегодно заключает договоры с предприятиями, осуществляющими обязательный периодический ТО ТС, на проведение выборочных проверок ТС, находящихся в эксплуатации. Аналогичные договоры с ними заключают полиция, таможня и пограничная служба Финляндии. Инспектор предприятия, непосредственно выполняющий ТО, является не должностным лицом, а всего

лишь техническим консультантом. Выборочный контроль качества технического состояния ТС осуществляется не только на дорогах, но и в пограничных пунктах, местах стоянок ТС в Финляндии.

Как зарубежные, так и отечественные специалисты полагают, что выборочный контроль качества технического состояния ТС, находящихся в эксплуатации, дополняющий обязательные периодические ТО, действенной мерой поддержания ТС в исправном состоянии. В то же время, по мнению Автотранспортной инспекции Великобритании, этого все же недостаточно, чтобы добиться идеального улучшения технического состояния ТС. Возможно влияние на положение дел заключается в разработке системы стимулирования водителей по предупреждению данной проблемы. Автотранспортная инспекция Великобритании предполагает поощрять водителей, постоянно поддерживающих ТС в исправном состоянии, с помощью наград, аналогичных спортивным, поскольку не имеется возможности обеспечить значительные финансовые выплаты или льготы при налогообложении.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Государственный доклад по БДД по итогам 2010—2014 гг. Статистика ГИБДД 2010—2014 гг.
2. Европейский доклад "О состоянии безопасности дорожного движения" — ВОЗ, Копенгаген, 2009.
3. Концепция "Нулевой смертности — безопасность дорожного движения", Vägverket, Шведское дорожное управление.
4. Европейское соглашение о принятии единообразных условий для периодических технических осмотров колесных транспортных средств и о взаимном признании таких осмотров (совершено в Вене 13 ноября 1997 года).
5. Федоров В. А., Кравченко П. А. Алгоритм формирования нормативно-правового обеспечения системы управления безопасностью дорожного движения. Сб. докладов 6-ой межд. конференции "Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах". — СПб.: СПбГАСУ, 2004. С. 9—11.
6. Приходько В. М., Чубуков А. Б. Механизмы интеграции федеральной и региональных стратегий обеспечения безопасности движения. Сб. докладов 9-ой межд. конференции "Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах". — СПб.: СПбГАСУ, 2010. С. 21—25.
7. Якимов А. Ю. Федеральный Закон "О безопасности дорожного движения": проблемы и перспективы. Транспорт РФ. № 1 (20). 2009.

## ABSTRACTS OF ARTICLES

- 2** *Mamiti G. I., Pliyev S. Kh., Vasilyev V. G.* Movement of the all-wheel drive car on the vertical wall and his optimum razvesovka.  
The article examines the conditions under which the ability to move the front wheels wheel drive vehicle on a vertical wall.  
**Keywords:** the possibility of movement, front wheels, four-wheel drive vehicle, vertical wall, optimum weight distribution along the axes of two-axle vehicle (weight distribution).
- 4** *Demiyushko I. V., Mironova V. V., Loginov E. M., Vakhromeev A. M.* Assessment of the influence assembly of tractor wheels on their fatigue strength.  
The paper investigates fatigue strength and durability of stamped tractor wheels depending on the version of technological assembly of the wheel. In article provided the methodology and the result of stress-strain state analysis of wheels by using the finite element method (FEM). Fatigue parameters of the material are determined by means of testing the templates, cut out from the wheel.  
**Keywords:** stamped wheels, technology, fatigue strength, bending with rotation, bench tests, FEM analysis.
- 7** *Blinov Y. I.* On fundamentals of creating of dynamic theory of complex structural mechanic systems. Pull dynamic (engine-transmission facility).  
Multilinking dynamic models describing work processes of many machines that incorporate internal elastic-damping and other links relates to the fundamental scientific principle of objective reality to the maximum extent possible. 3-D model of interconnected oscillation of their principal systems — engine-transmission facility and suspension — reflecting complex dynamic interrelations is the basic block for of the description and learning contraction of complex-structural mechanic systems.  
**Keywords:** Principle of objective reality, system, dynamic, complex-structural mechanic system, multilink, spatiality, own coordinate, autonomic wheel, engine-transmission facility, suspension.
- 14** *Vallejo Maldonado P. R., Runovsky K. S., Chainov N. D.* Balancing of six-cylinder four-cycle V-engine with included angle of cylinders equal to 90° and uniform order flashes.  
This article discusses the balancing of V-shaped 6-cylinder four-stroke engine with a camber angle 90° cylinder and uniform alternating flashes. The authors offer a method of balancing an unbalanced moments from the forces of inertia of the 1st order using only two (instead of four) balancing shafts. The crankshaft can be used as one of the two shafts. It is shown that in case of necessity, using the same method, it is possible to balance moments from the forces of inertia of the 2nd order by installing two more (instead of four additional) balancing shafts.  
The article also specifies convenient location of the counterweights of the crankshaft designed for balancing the moments from the centrifugal forces of inertia in the engine considered in the article.  
The article gives formulae for determination of the masses of all balances that provide a full balancing of the engine.  
**Keywords:** balancing, uniform alternating flashes, V-engine, included angle of cylinders.
- 21** *Kozlovskiy V. N., Debelov V. V., Pianoff M. A., Slukin A. M.* Development and experimental study of the electronic system to determine the viscosity of oil in the power unit of a vehicle.  
The paper presents the results of a study the problem of developing electrical and electronic systems to determine the viscosity of oil in the power unit of the car.  
**Keywords:** electrical and electronic vehicle controls, engine control.
- 27** *Romanchenko M. I., Pastukhov A. G.* Improvement of calculation methods of operating fuel consumption for diesel trucks.  
The results of theoretical and experimental studies of the dependency of the operational fuel consumption, from design and operational factors automotive lei. Development efficiency is determined by the reduction in fuel costs due to a rational understanding of the resultant rating of an operating fuel consumption for diesel trucks on the proposed model operational fuel consumption, taking into account the operating conditions based on the optimal choice of load and speed conditions of the engine, transmission, wheels and tires.  
**Keywords:** car, operating conditions, load, load, speed, road resistance, fuel consumption.
- 37** *Turlenko A. A., Lukianov G. Z., Sokolov R. I.* Calculation and graphic method for estimating automobile train up and road mobility.  
Calculation and graphic method for estimating automobile train up and mobility is analysed in the article.  
**Keywords:** automobile train, specific wheel train power, friction coefficient, trailing mass coefficient, full auto train power, the angle of uphill moving possibility.
- 40** *Dan Chengun.* Cooperation prospects in the sphere of automotive industry of the People's Republic of China and the Russian Federation.  
In article the analysis of the main tendencies in development of automotive industry of China and the Russian Federation is given. The factors influencing formation of automotive industry are revealed. Features of development of automotive industry in China and Russia are defined. Further mutual development of motor transportation production People's Republic of China and Russia in modern conditions is proved.  
**Keywords:** automotive industry, structure of the automobile market, Russia, China.
- 44** *Kramarenko B. A.* Features technology optimization perform inspections of the technical condition of buses when the production line  
Features technology optimization perform inspections of the technical condition of vehicles, in this case auto-busow, with the release of their line is not tougher requirements for mandatory periodic technical inspections (THAT), and regulation of activities on the quality control of the technical condition of the vehicle in the interests of road safety DWI-ment (CCD), to improve the environmental situation with the aim of higher-efciency in labor and material costs.  
**Keywords:** optimization, technical condition of the vehicle, diagnostics, accidents, technical failure, technical inspection.

---

Художественный редактор Т. Н. Галицина. Технический редактор Е. М. Патрушева. Корректор Е. В. Комиссарова

Сдано в набор 30.03.2015. Подписано в печать 20.05.2015. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.

Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: [www.aov.ru](http://www.aov.ru)