

ГРУЗОВИК

10
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. Волчков
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 2а, стр. 12
Тел. (499) 269-48-96
E-mail: gruzovik@mashin.ru; http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Тел. (495) 661-03-36

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 «Инновационное 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 Драгунов Г.Д., Сиденко А.А., Лоскутников И.А.
Модель механизма автоматизированного
переключения передач с изменением межо-
севого расстояния в раздаточной коробке



Эксплуатация. Ремонт

- 6 Антипенко В.С., Лебедев С.А. Проблемы
обеспечения спецтехники аккумуляторны-
ми батареями



Исследования. Расчет

- 10 Балакина Е.В., Зотов Н.М., Федин А.П.,
Сторчилова Т.А., Марухин Д.А., Кочет-
ков А.В. Классификация и анализ моделей
эластичного колеса



- 17 Блинов Е.И. К основам создания динами-
ческой теории сложно структурированных
механических систем (цикл статей, статья 5).
Движение по криволинейной траектории
(управляемость)



- 28 Марков В.А., Фурман В.В., Лобода С.С.
Расчетные исследования рабочего про-
цесса дизеля с электронным управлением
топливоподачей



Транспортный комплекс

- 34 Дэн Чэнгун. Роль автомобильной промыш-
ленности в процессе экспонентного раз-
вития экономики КНР



Пресс-тур

- 39 Фестиваль "Мир автобусов"



- 43 Пресс-тур



- 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
Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

КОНСТРУКЦИЯ

УДК 629.113

Г. Д. Драгунов, д-р техн. наук, профессор, А. А. Сиденко, аспирант, И. А. Лоскутников,
аспирант, Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск)
E-mail: dgd@susu.ac.ru

МОДЕЛЬ МЕХАНИЗМА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ С ИЗМЕНЕНИЕМ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ В РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКЕ

Представлен механизм автоматизированного переключения передач раздаточной коробки с возможностью переключения на ходу. Приведено математическое описание процесса работы механизма переключения передач в раздаточной коробке движущегося автомобиля.

Ключевые слова: полноприводный автомобиль, переключение передач, межосевое расстояние, раздаточная коробка.

Тенденции развития автомобилестроения показывают, что доля автомобилей, оснащенных автоматизированными механическими коробками передач, в ближайшие годы увеличивается. При наличии системы автоматизированного управления трансмиссией повышается средняя скорость движения, снижается утомляемость водителя и повышается безопасность движения. Как правило, одной из целей автоматизации процесса переключения передач является сокращение времени разрыва потока мощности. Для того чтобы сделать автомобиль более динамичным, можно использовать двигатель большей мощности или применить трансмиссию, обеспечивающую регулирование крутящего момента в широком диапазоне передаточных чисел и позволяющую производить такое регулирование (переключение передач) за весьма короткое время. Однако увеличение удельной мощности ведет к необоснованному повышению расхода топлива, ухудшению экологичности. Рациональным методом является улучшение характеристик и автоматизация процесса переключения передач в трансмиссии. На современных грузовых автомобилях применяются механические ступенчатые регуляторы крутящего момента: коробки передач, а в случае полноприводного автомобиля — еще и раздаточные коробки. При этом использовать известные решения из легковых автомобилей: переключение с помощью кулачковых муфт, применение коробок передач с преселективным переключением,

вариаторов и гидротрансформаторов — не всегда возможно.

Автоматизация механических ступенчатых РК является актуальной задачей. В последние годы благодаря развитию электронных систем управления, открываются новые возможности по созданию автоматических и автоматизированных трансмиссий. Другое направление совершенствования процесса переключения передач связано с созданием конструкций РК без разрыва или с минимальным разрывом потока мощности.

Для оценки эффективности систем автоматизированного переключения передач существуют объективные показатели. При автоматизированном переключении передач показатели производительности АРК (автоматизированной раздаточной коробки) должны быть не хуже, чем при переключении передач опытным водителем, в процессе переключения передач не должны возникать большие динамические нагрузки, а количество переключений не должно снижать ресурс работы механизма передач МП.

Конструкция коробки передач с изменяемым межосевым расстоянием (далее экспериментальная коробка передач — ЭКП) представляется достаточно перспективной для применения ее в трансмиссии автомобиля прежде всего повышенной проходимости [1]. Переключение передач в ЭКП происходит без синхронизаторов за малый промежуток времени, трансмиссия обладает высоким КПД, имеется возможность использовать для управления переключением (переключение на повышенную $n \rightarrow n + 1$

КОНСТРУКЦИЯ

либо пониженную $n \rightarrow n - 1$ передачи) величину и направление крутящего момента двигателя.

Переключение передач в ЭКП возможно без выключения сцепления — при расстопоренном водиле за счет внутренних силовых факторов. При создании автоматизированной системы переключения может отсутствовать ряд исполнительных элементов, необходимых для осуществления данного процесса в вальной РК. При заданном сопротивлении движению требуется изменение величины или направления крутящего момента двигателя (от этого зависит время и сама возможность переключения). Тем самым, должен быть обоснованный выбор силовых и кинематических параметров движения, характеризующих режим переключения (крутящий момент двигателя, скорость автомобиля перед переключением). Выбор режимов переключения должен обеспечивать снижение динамической нагруженности трансмиссии.

На рис. 1 представлена конструкция разработанной РК [2] автомобиля типа автомобиля УРАЛ-4320 с переключением передач изменением межосевого расстояния, которое имеет ряд особенностей:

1) первичный контакт шестерен включаемой передачи происходит по полной линии зацепления зубьев;

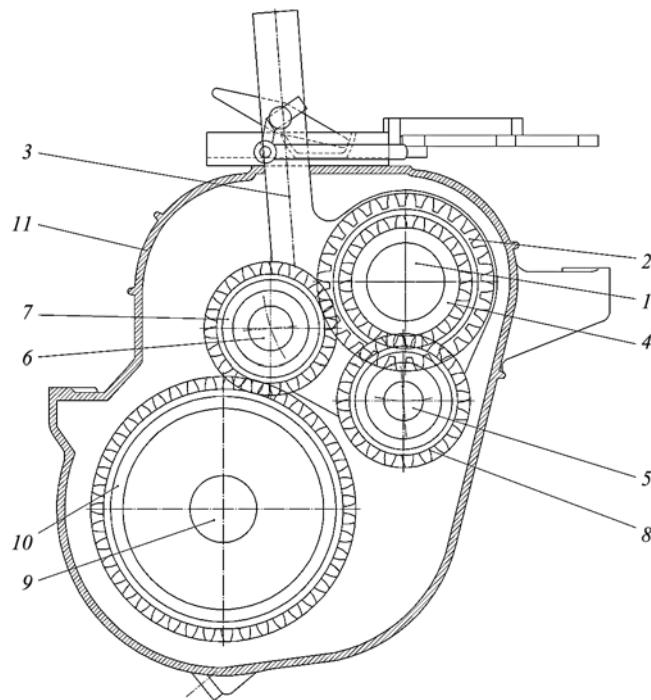


Рис. 1. Основные элементы предлагаемой РК:

1 — входной вал; 2, 4 — ведущие шестерни пониженной и повышенной передач соответственно; 3 — пластины блока подвижных шестерен; 5, 6 — оси подвижных шестерен; 7, 8 — подвижные шестерни; 9 — выходной вал; 10 — коронная шестерня межосевого дифференциала; 11 — картер РК

2) крутящий момент через зубчатое зацепление начинает передаваться только при зафиксированном механизме управления переключением, т. е. когда шестерни включаемой передачи выйдут на расчетное межосевое расстояние;

3) скорость включения передачи определяется усилием на рычаге управления;

4) отпадает необходимость в синхронизаторах для выравнивания угловых скоростей шестерен включаемой передачи;

5) возможно переключение передач "под нагрузкой", т. е. без выключения сцепления;

6) легкость автоматизации привода переключения передач;

7) ввиду изначально различной угловой скорости шестерен включаемой передачи не возникает проблемы с "утыканием" вершин зубьев при переключении.

Предлагаемая раздаточная коробка, так же как и серийная, имеет две передачи: повышенная (включены шестерни 12 и 10), пониженная (включены шестерни 7 и 10); и нейтральная передача. Управление переключением осуществляется через верхние рычаги на корпусе блока подвижных шестерен (далее ПШ). Переключение производится перемещением рычага из положения I — пониженная передача, в положение II — повышенная передача.

Для выбора и фиксации включенной передачи в РК разработан автоматизированный механизм переключения (рис. 2). Переключение передачи в на-

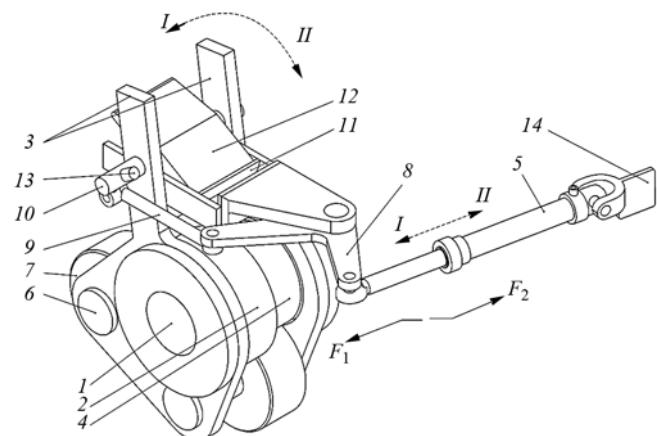


Рис. 2. Механизм автоматизированного переключения и фиксации передачи в предлагаемой РК:

1 — ведущий вал; 2, 4 — ведущие шестерни пониженной и повышенной передач соответственно; 3 — пластины блока ПШ; 5 — исполнительный механизм; 6 — ось ПШ; 7 — ПШ; 8, 9, 13 — система рычагов; 10 — шарнир; 11 — фиксирующий механизм; 12 — рычаг управления; 14 — упор исполнительного механизма; I — пониженная передача; II — повышенная передача, F_1 , F_2 — силы, приложенные исполнительным механизмом для переключения передач

КОНСТРУКЦИЯ

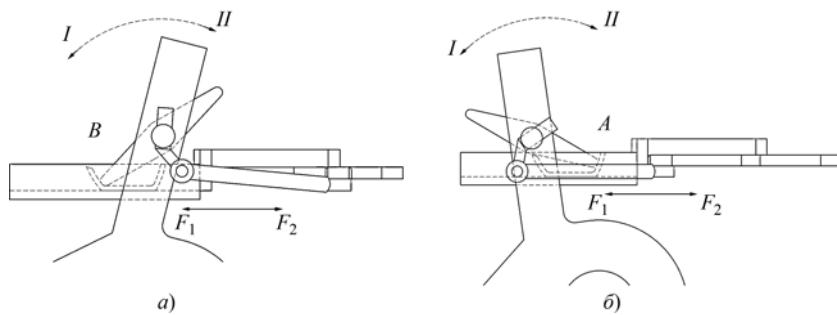


Рис. 3. Фиксация механизма переключения передач в двух положениях:

a — пониженная передача; *б* — повышенная передача

правлении с пониженной на повышенную происходит принудительно путем поворота рычага управления 12 силой F_2 вокруг шарнира 10 и вывода его из паза *A* фиксирующего механизма (рис. 3, *a*), последующего поворота рычага 12 вокруг неподвижной оси 10 под действием силы, приложенной исполнительным механизмом и соответствующего перемещения (обкаткой по ведущим шестерням) блока ПШ вокруг оси ведущего вала, ввода рычага 12 в паз *B* фиксирующего механизма. При этом одна из переключаемых шестерен выходит из зацепления, а другая при дальнейшем повороте блока ПШ входит в зацепление с коронной шестерней межосевого дифференциала. Обратное переключение происходит при помощи силы F_1 .

Математическое описание процесса работы автоматизированного механизма переключения передач в раздаточной коробке движущегося автомобиля

В математической модели усовершенствованной РК включим зависимости для параметров переходных процессов в момент переключения передач, уравнения перемещения органов управления и уравнения обратных связей [3].

Анализ возможных алгоритмов переключения передач в РК с изменяемым межосевым расстоянием показал, что переключение без использования сцепления может быть представлено из трех этапов:

- 1) уменьшение подачи топлива, расстопорение блока ПШ, увеличение (уменьшение) скорости вращения входного вала РК;
- 2) включение другой передачи до момента входления в зацепление промежуточной шестерни пониженной (повышенной) передачи с шестерней межосевого дифференциала на расчетное межосевое расстояние;
- 3) фиксация блока ПШ.

Динамическая схема из приведенных моментов инерции и жесткостей связей, использованная для установления структуры уравнений модели усовершенствованной РК с механизмом управления, представлена на рис. 4.

Главными условиями конструирования механизма переключения передач в усовершенствованной РК были:

- обеспечение максимально возможной жесткости всех элементов для обеспечения нормальной работы зубчатых зацеплений на всех этапах переключения передач;

- минимизация масс и элементов инерции подвижных деталей для снижения инерционных сил и динамических нагрузок.

Поэтому в ММ можно пренебречь жесткостями (податливаемостями) C_1, C_2, C_3, C_4 и моментами инерции I_1, I_2, I_3, I_4 . С учетом этого для упрощения расчетов можно упростить модель до уравнения динамического равновесия блока ПШ.

Для составления математической модели применяем условие равенства нулю суммы всех действую-

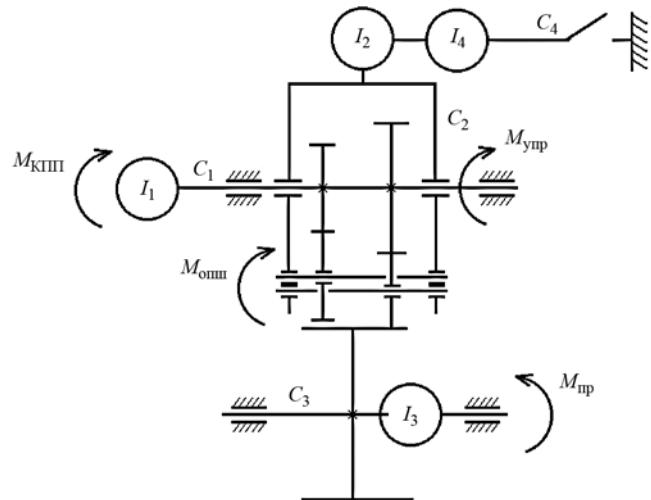


Рис. 4. Динамическая схема РК с механизмом управления:

I_1 — момент инерции входного вала РК и ведущих шестерен; I_2 — момент инерции блока ПШ; I_3 — момент инерции межосевого дифференциала с выходными валами; I_4 — момент инерции исполнительного механизма; C_1 — жесткость входного вала с ведущими шестернями; C_2 — жесткость блока ПШ; C_3 — жесткость межосевого дифференциала с выходными валами; C_4 — жесткость механизма управления; M_{kpp} — крутящий момент КПП; $M_{\text{упр}}$ — момент, действующий на блок ПШ от механизма управления; $M_{\text{опп}}$ — крутящий момент, передаваемый от осей ПШ на блок ПШ; M_{np} — момент от приводов переднего и задних мостов

КОНСТРУКЦИЯ

ющих моментов, включая моменты инерции в соответствии с принципом Даламбера [3].

$$\left. \begin{array}{l} I_2\ddot{\phi}_2 = M_{\text{опр}} + M_{\text{упр}} + M_{\text{тр}} \\ M_{\text{опр}} = F_{\text{окр1}}(r_2 + r_1) \\ F_{\text{окр1}} = \frac{M_{\text{кпп}}}{r_1} \\ M_{\text{опр}} = M_{\text{кпп}}(r_2/r_1 + r_1) \\ M_{\text{упр}} = F_{\text{упр}}i_{\text{упр}} \end{array} \right\}, \quad (1)$$

где $M_{\text{тр}}$ — крутящий момент от сил трения, действующий на блок ПШ, экспериментальная величина.

Крутящий момент, передаваемый от осей ПШ на блок ПШ, находим по формуле

$$M_{\text{опр}} = F_{\text{окр1}}(r_2 + r_1), \quad (2)$$

где r_1 — радиус ведущей шестерни повышенной (пониженной) передачи; r_2 — радиус промежуточной шестерни повышенной (пониженной) передачи; $F_{\text{окр1}}$ — сила, действующая ведущей от момента на ведущей шестерне M_1 .

Сила F_1 с учетом $M_1 = M_{\text{кпп}}$:

$$F_{\text{окр1}} = \frac{M_{\text{кпп}}}{r_1}. \quad (3)$$

Подставляя уравнение (2) в выражение (3) получим:

$$M_{\text{опр}} = M_{\text{кпп}}(r_2/r_1 + r_1). \quad (4)$$

Момент, действующий на блок ПШ от механизма управления, находим по выражению:

$$M_{\text{упр}} = F_{\text{упр}}i_{\text{упр}}, \quad (5)$$

где $F_{\text{упр}}$ — сила, приложенная к механизму управления; $i_{\text{упр}} = z_2/z_1$ — передаточное отношение ведущая шестерня — ведомая шестерня.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Прасолов Н. С. Обоснование режимов переключения в автомобильной коробке передач с изменяющимся межосевым расстоянием зубчатых зацеплений: дис. канд. техн. наук. — Челябинск, 2004. — 120 с.
2. Яковлев П. В. Повышение динамики переключения передач в раздаточной коробке полноприводного автомобиля применением новой кинематической схемы: дис. ... канд. техн. наук. — Челябинск, 2005. — 147 с.
3. Драгунов Г. Д., Лоскутников И. А. Математическое моделирование работы механизма переключения передач в раздаточной коробке движущегося автомобиля // Сборник трудов XI Международной научно-практической конференции "Научные горизонты — 2014". — Шеффилд, Великобритания: Science and education LTD, 2014. — С. 21—25.

"РАСКАТ" осваивает территории

Лидер производства дорожно-уплотнительной техники России наладил поставки своей продукции в Забайкалье.

Исторически в данном регионе сильны позиции китайских производителей, которые предлагают удобные условия доставки и оптимизированные цены. Однако экономические изменения в стране повлияли на расклад сил на рынке спецтехники. Теперь импортные производители уходят на второй план. Возможно, именно поэтому одна из Забайкальских строительных компаний заказала сразу три модели катков, предназначенных для решения разнообразных задач: грунтовый вибрационный каток RV-17 DT — обеспечивающий качественное уплотнение поверхности под будущую дорогу, вибрационный каток с гладкими вальцами RV-7DD — позволяющий работать с любыми типами асфальтовых смесей, комбинированный вибрационный каток RV-11DS — для максимального уплотнения определенных видов смесей (дополнительное увеличение плотности материала на 1 % позволяет повысить его прочность на 10—15 %). Правильное использование этих катков в определенных ситуациях дает возможность создать максимально ровное и прочное асфальтовое покрытие, которое позволит сэкономить существенные средства на дальнейшем обслуживании дороги. Качественно выполненные работы, с использованием соответствующей техники, защитят дорогу от будущих просадок и разрушений, что особенно важно при выполнении больших объемов работ: на международных и междугородных трассах, аэродромах — везде, где дорожное полотно испытывает постоянные и неравномерные вертикальные нагрузки.

Забайкалье, с его непростым переменчивым климатом, горным рельефом местности — как раз нуждается в строительстве надежных дорог, которые позволяет строить российская техника завода "РАСКАТ".

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

УДК 621.355

В. С. Антипенко, канд. техн. наук, МГСПУ МИИТ, С. А. Лебедев, канд. техн. наук, доцент,

Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище им. генерала армии

В. Ф. Маргелова (РВВДКУ)

E-mail: antipenkova@mail.ru

ПРОБЛЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ СПЕЦТЕХНИКИ АККУМУЛЯТОРНЫМИ БАТАРЕЯМИ

События последних 15 лет привели к снижению поставок новых аккумуляторных батарей для грузовых автомобилей и спецтехники на их базе. В статье представлена сложившаяся ситуация и проблемные вопросы в обеспечении транспортных средств аккумуляторными батареями.

Ключевые слова: аккумуляторные батареи, обеспечение, проблемы.

В 2014 г. обеспечение грузовых автомобилей и спецтехники новыми аккумуляторными батареями (АБ) по сравнению с последними годами выросло и составило 25 % необходимого количества, что приблизилось только к уровню 1999 г., а значит, и на сохранение давних проблем (рис. 1).

В процессе реформирования произошло значительное сокращение парка спецтехники. В связи с этим в эксплуатации уменьшилось и число аккумуляторных батарей. По сравнению с 1999 г. общая численность АБ в 2008 г. уменьшилась почти на 30 %, а к 2014 г. стала меньше в 2 раза. Следовало бы ожидать улучшения ситуации в вопросе обеспеченности и обеспечения потребности аккумуляторными батареями: меньше численность — меньше потребности, а значит, и легче их удовлетворить. Однако положение дел с обеспечением потребности новыми АБ не улучшилось.

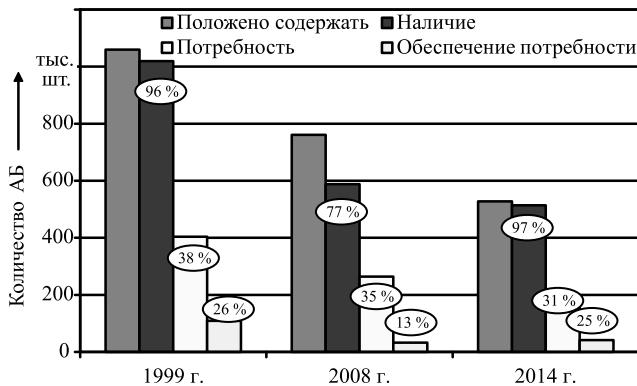


Рис. 1. Обеспеченность спецтехники аккумуляторными батареями

Анализ показал, что сохраняется ряд серьезных проблем, которые не решаются уже много лет [1, 2]:

- остается большая разномарочность применяемых АБ, составляющая 22 наименования;
- наличие некомплекта АБ как приведенных в рабочее состояние, так и сухозаряженных;
- большая потребность в АБ;
- большая численность АБ, хранящихся в сухозаряженном состоянии;
- отсутствие унификации и взаимозаменяемости;
- недостаток средств на приобретение новых АБ.

Диаграмма, приведенная на рис. 1, показывает, что в настоящее время обеспеченность АБ соответствует требованиям нормативных документов [1].

Однако на самом деле положение дел в аккумуляторном хозяйстве далеко не такое радужное. Оценивая ситуацию с обеспеченностью аккумуляторными батареями на протяжении 15 лет, следует обратить внимание на то, что из-за ежегодного дефицита в финансировании закупок новых АБ, снижается их общая численность и ожидаемо уменьшается наличие исправных аккумуляторных батарей. Зато растет количество неисправных.

Для того чтобы более детально оценить положение дел с обеспеченностью транспортных средств аккумуляторными батареями, необходимо рассмотреть их распределение по годам выпуска и по состоянию [1–3].

Представленная диаграмма (рис. 2) показывает, что в 2014 г. на учете состояли АБ, находящиеся в эксплуатации с 2000 г. и старше, причем как в залитом состоянии, так и сухозаряженные всех типов.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ



Рис. 2. Распределение аккумуляторных батарей по годам выпуска и по состоянию в 2014 г.

Численность АБ, подлежащих списанию по сроку службы и хранению, составляет 58 % общего числа батарей. В 2008 г. эта цифра составляла всего 16 %. Как и следовало ожидать, из-за ежегодного недостаточного финансирования за несколько лет количество исправных АБ сократилось в 2 раза — с 84 до 42 % (рис. 3).

Отсутствие поставок новых АБ не дает возможности своевременно производить освежение и списание старых батарей (рис. 4). Следует ожидать, что уже через 2–3 года ситуация с обеспеченностью аккумуляторными батареями станет весьма и весьма сложной.

Большую часть батарей, подлежащих списанию, составляют АБ 6СТ-90, 6СТ-190 и 6СТ-140. Следует заметить, что более 30 % — это батареи сухозаряженные.

Проблема освежения сухозаряженных батарей остается сложной, что приводит к снижению их запасов на складах (рис. 5). К тому же многие аккуму-

ляторные заводы сегодня просто не выпускают АБ в таком исполнении.

Чтобы правильно оценить состояние аккумуляторных батарей, содержащихся на хранении в сухозаряженном виде, необходимо помнить, что автомобильные АБ хранятся пять лет, АБ типа 6СТ-140 и 12СТ-85 хранятся семь лет [1].

Распределение сухозаряженных АБ по типам повторяет картину общего распределения батарей по типам, что логично (рис. 6). Наибольшее количество составляют сухозаряженные батареи 6СТ-140, 6СТ-190 и 6СТ-90, в сумме — почти 60 % общего числа.

Из находящихся на хранении, все АБ типа 6СТ-55 и 6СТ-182 подлежат списанию или освежению. С учетом, что выпуск батарей 6СТ-182 прекращен, их следует заменить на батареи 6СТ-190. Наибольшее количество сухозаряженных АБ, требующих освежения, это АБ 6СТ-140.

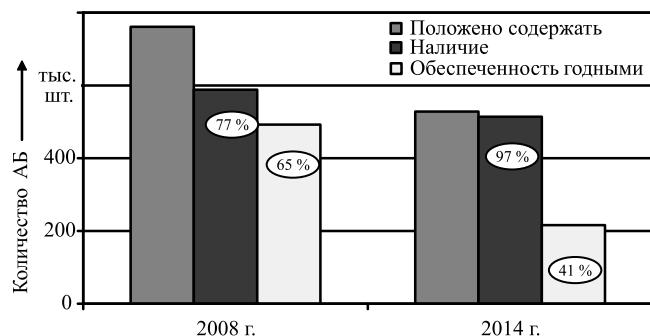


Рис. 4. Обеспеченность аккумуляторными батареями (по наличию и состоянию)

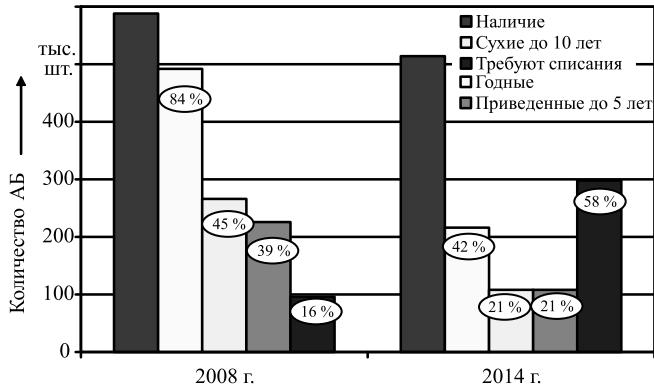


Рис. 3. Обеспеченность спецтехники аккумуляторными батареями (по состоянию)

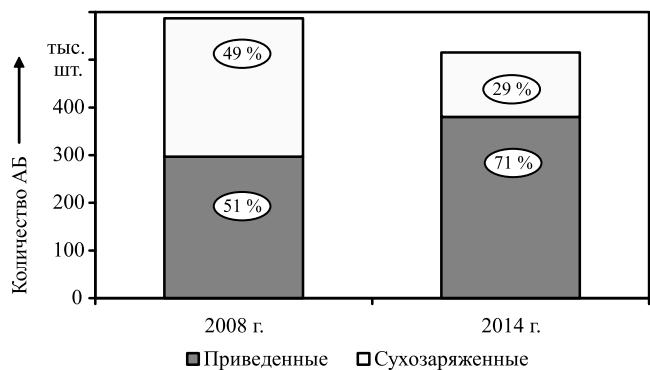


Рис. 5. Содержание приведенных и сухозаряженных аккумуляторных батарей по типам в 2008 и 2014 гг.

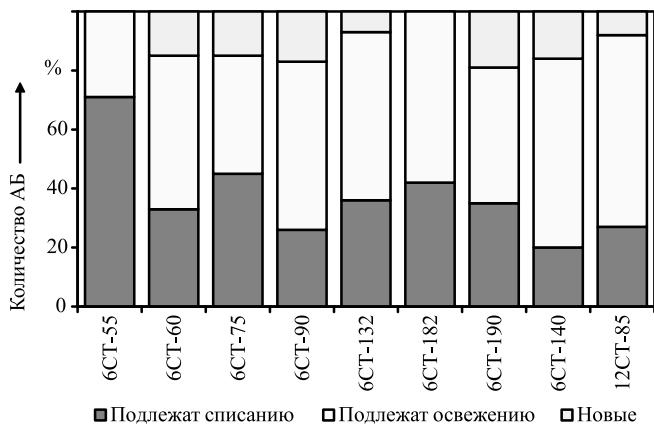


Рис. 6. Содержание сухозаряженных аккумуляторных батарей по типам в 2014 г.

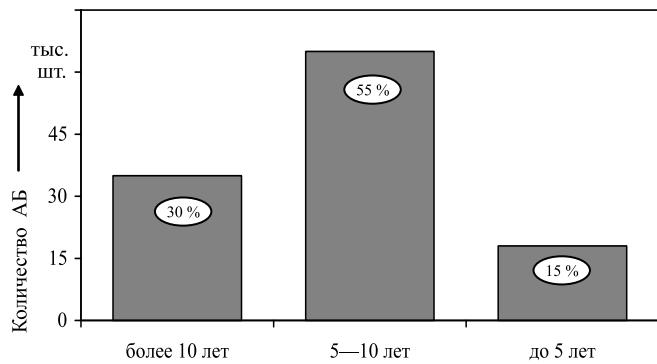


Рис. 7. Распределение сухозаряженных аккумуляторных батарей по техническому состоянию в 2014 г.

По срокам хранения АБ можно разделить на три группы (рис. 7).

Первая группа АБ — это батареи, имеющие дату изготовления до 2005 г., находящиеся на хранении более 10 лет и подлежащие списанию. Такие батареи составляют 30 % общего числа сухозаряженных АБ.

Вторая группа АБ — это батареи, изготовленные в 2005—2009 гг., находящиеся на хранении от 5 до 10 лет и подлежащие освежению. Это наибольшая часть батарей, составляющая 55 % общего числа сухозаряженных АБ.

Третья группа АБ — это батареи, не старше 2010 г. выпуска, заложенные на хранение. Услов-

но эту группу АБ можно назвать "новыми". Данная группа батарей составляет 15 % общего числа сухозаряженных.

Ситуацию следует срочно изменять в сторону сокращения числа типов АБ, находящихся на хранении; восполнения запасов до требуемых объемов; исключить случаи хранения батарей более 10 лет; налаживания своевременного, планового и регулярного освежения батарей, находящихся на хранении.

Для оценки типажа аккумуляторных батарей, применяемых на спецтехнике, рассмотрим рис. 8. Как уже было отмечено, сложности в процессе снабжения аккумуляторными батареями вносит их большая разномарочность. Если рассматривать типаж, то он на протяжении многих лет составляет от 8 до 12 моделей применяемых аккумуляторных батарей.

Применение разных типов АБ на спецтехнике приводит к возникновению трудностей со снабжением, содержанием запасов, с освежением сухозаряженных батарей. С годами прекращается выпуск отдельных типов батарей, например 6СТ-182, а потребность в таких батареях остается. И наоборот, снимаются с эксплуатации некоторые модели автомобилей, например МАЗ-500, КрАЗ-260, а сухозаряженные батареи для этих машин, заложенные на хранение, остаются невостребованными. На базах и складах отводятся большие площади для хранения всех типов АБ, требуется выполнять большой объем работ по их техническому обслуживанию.

Разномарочность АБ, используемых на грузовых автомобилях и на спецтехнике, приводит к отсутствию общей унификации и взаимозаменяемости батарей на различных образцах техники. У приме-

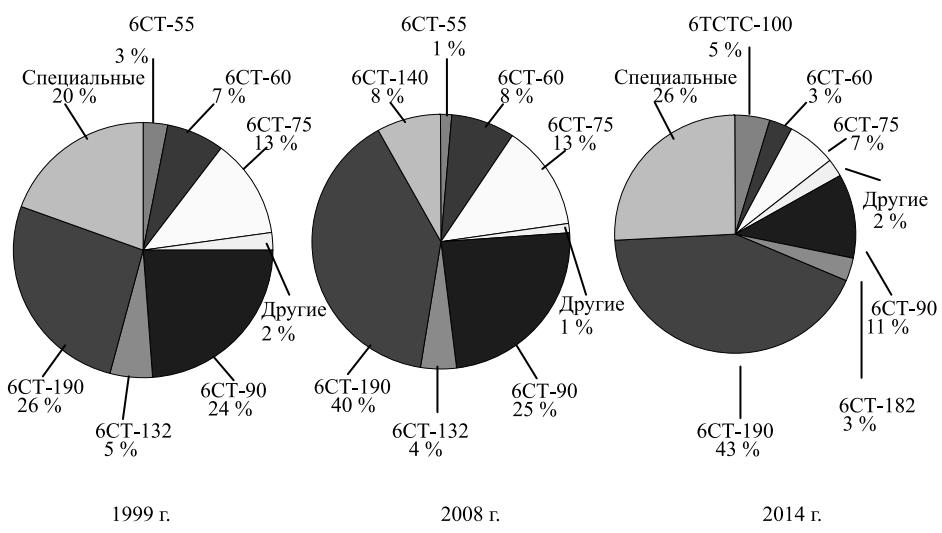


Рис. 8. Распределение аккумуляторных батарей по типам в 1999, 2008 и 2014 гг.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

няемых батарей разные габаритные размеры, разные полюсные выводы, разные номинальные напряжения, режимы заряда, периодичность обслуживания и т. д. В конечном итоге снабжение, правильный учет и эксплуатация АБ требуют больших людских и финансовых затрат. Нехватка сил и средств приводят к преждевременному выходу АБ из строя, несвоевременному освежению батарей, появлению некомплекта.

Разномарочность АБ вызвана применением разных типов батарей на разных марках машин. Изменение парка машин оказывает влияние на распределение общей численности АБ по типам.

В 1999 г. заметна тенденция увеличения доли АБ типа 6СТ-190 с 26 до 40–43 %. Это связано с сокращением типажа грузовых автомобилей и большего использования автомобилей семейств КАМАЗ и УРАЛ.

Значительно сократилось (до 18 %) по сравнению с 2008 г. количество АБ типа 6СТ-90 и 6СТ-75, используемых на автомобилях ЗИЛ и ГАЗ. Также следует отметить сокращение числа АБ типа 6СТ-55, что связано с уменьшением парка легковых автомобилей. Остальные типы АБ составляют 1–5 % общего числа.

Приоритеты одних типов АБ над другими определяют и распределение средств при их закупках. В первую очередь и в больших объемах приобретают более востребованные типы АБ. Такие как 6СТ-190, 6СТ-140 и 12СТ-85. С другой стороны, некоторые типы батарей вообще не приобретают, а техника, для которой они предназначались, переходит в катего-

рию неисправной или неготовой к применению по назначению.

Подводя итог проведенному анализу, можно заключить:

- 1) спецтехника укомплектована аккумуляторными батареями на 97 %, которые зачастую требуется списать или освежить;
- 2) типаж аккумуляторных батарей, применяемых на спецтехнике, недопустимо велик и включает 12 типов;
- 3) около 30 % аккумуляторных батарей составляют сухозаряженные, часть из которых подлежит списанию или освежению;
- 4) основная причина слабой обеспеченности спецтехники аккумуляторными батареями — недостаточное выделение средств на их приобретение и недооценка последствий такого положения дел.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Основные нормативы** по автотехническому обеспечению войск [Текст]: Справочник. Ч. 2. Полк, дивизия. — М.: Воениздат, 1980. — 603 с.
2. **Лебедев С. А.** Пусковое устройство с комбинированным источником тока [Текст] / С. А. Лебедев, П. А. Марков, В. С. Антипенко / Сб. науч.-техн. работ кафедры автотехнического обеспечения. Вып. 1. — М.: "Спутник +", 2014. — С. 48–52.
3. **Лебедев С. А.** Повышение эффективности применения пусковых устройств [Текст] / С. А. Лебедев, П. А. Марков, В. С. Антипенко / Сб. науч.-техн. работ кафедры автотехнического обеспечения. Вып. 1. — М.: "Спутник +", 2014. — С. 53–61.

В сентябре "КАМАЗ" работал 18 дней

Руководство ПАО "КАМАЗ" (входит в Госкорпорацию Ростех) приняло решение об отмене объявленных ранее простоев в сентябре 2015 года.

В связи с увеличением заказа на грузовые автомобили и в целях безусловного выполнения плана месяца генеральный директор и профсоюзный комитет ПАО "КАМАЗ" постановили сделать рабочими днями восемь дней сентября, объявленных ранее простоем. Таким образом, днями простоя в этом месяце на "КАМАЗе" остались только три дня: 4, 18 и 25 сентября.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.113

Е. В. Балакина, д-р техн. наук, профессор, e-mail: balakina@vstu.ru,

Н. М. Зотов, канд. техн. наук, доцент, e-mail: zotovnm@vstu.ru,

А. П. Федин, канд. техн. наук, доцент, e-mail: fedin@vstu.ru; Т. А. Сторчилова, Д. А. Марухин, аспиранты, Волгоградский технический университет, e-mail: tera@vstu.ru,

А. В. Кочетков, д-р техн. наук, профессор, Пермский национальный исследовательский политехнический университет, e-mail: soni.81@mail.ru

КЛАССИФИКАЦИЯ И АНАЛИЗ МОДЕЛЕЙ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА

Рассматриваются классификация и результаты анализа разных моделей эластичного колеса по их назначению и особенностям, схем и режимов движения, видам нагружения, а также по ряду других признаков.

Ключевые слова: эластичное колесо, автомобиль, сцепление, техническое нормирование, математическое моделирование, безопасность, устойчивость, динамика.

(Рисунки на 3-й и 4-й полосах обложки)

Колесо в сборке с шиной (далее — колесо) является эластичным элементом, в пятне контакта которого с дорогой происходят разные явления, определяющие свойства безопасности автомобиля: устойчивость движения, управляемость и тормозная динамика. Для математического моделирования этих свойств требуется создание разных математических моделей, которые содержат модель эластичного колеса.

Моделей колеса существует большое множество [1—17]. Они все разные по сложности, точности и возможности применения. В них колесо может быть плоским или объемным, с разными силами и моментами. Оно может вращаться или нет. Оно может не деформироваться или деформироваться по одному или нескольким координатам. Пятно контакта колеса с дорогой может быть точкой, прямоугольным, эллипсом или другим. В данной статье изложена классификация и результаты анализа разных моделей эластичного колеса.

На рис. 1 показана предлагаемая классификация основных моделей автомобильного колеса по их назначению и особенностям. Ниже эти модели рассмотрены подробнее.

1. Модели эластичного колеса для описания его движения

Для общего описания движения колеса применяются модели, соответствующие заданным схемам нагружения [1, 4]. Это схемы режимов движения колеса:

ведущего, ведомого, тормозного, свободного, нейтрального [1, 4]. Внутри самих уравнений движения, соответствующих заданному режиму, может учитываться или не учитываться сила сопротивления качению и смещения нормальной реакции опорной поверхности. Сегодня это вызывает много разногласий исследователей.

2. Модели эластичного колеса для описания его деформирования

Необходимость в таких моделях возникает при анализе напряженного состояния эластичного колеса при решении задач его прочности.

Модель SWIFT (Short Wavelength Intermediate Frequency Tire) предназначена для описания качения при вертикальных возбуждениях с короткой длиной волны (препятствия) и возбуждениях в остальных направлениях с частотой до 60 Гц [11]. Каркас данной модели описывается механически, в качестве аналога выступает жесткое кольцо на упругом основании. Функции периферийного слоя беговой дорожки шины моделируются эмпирически, на основе соотношений Н. В. Рачека [7, 17].

В модели BRIT (Brush and Ring Tire) каркас описывается механической моделью типа "нить на упругом основании" или их массивом, в то время как периферийный слой беговой дорожки шины заменяется щеточной моделью, основанием которой является нить каркаса [6].

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

3. Модели эластичного колеса для описания увода

В настоящее время существуют разные модели качения эластичного колеса с уводом, т. е. с поперечным смещением без скольжения в пятне контакта, которые можно объединить в четыре группы.

1. Модели, основывающиеся на уравнениях кинематических связей.

2. Модели, основывающиеся на гипотезе о нелинейности увода.

3. Деформационные модели, основывающиеся на гипотезе о связи увода с деформациями шины.

4). Модель увода Н. В. Рачека.

Первая группа моделей увода использует уравнения кинематических связей М. В. Келдыша. В их основе лежит линейная зависимость кривизны траектории ρ центра контакта шины с дорогой и боковой деформации шины Δy , угловой деформации шины $\Delta\Theta$ и угла наклона α_p плоскости колеса к вертикальной плоскости:

$$\frac{1}{\rho} = c_1 \Delta y - c_2 \Delta\Theta - c_3 \alpha_p,$$

где c_1, c_2, c_3 — коэффициенты, определяемые экспериментально.

В первом приближении эту теорию, вначале развитую Я. М. Певзнером, а затем дополненную И. К. Пчелиным, А. А. Хачатуровым и другими исследователями, можно использовать для оценки увода с большой скоростью изменения угла увода при явлении самоповорота колес, вследствие учета угловой деформации $\Delta\Theta$ и угла наклона α_p , имеющих место при колебаниях управляемых колес. Однако эта группа теорий не учитывает влияние на кривизну траектории длины пятна контакта, определяемой нормальной реакцией опорной поверхности R_z и давлением вшине $p_{ш}$. Кроме того, коэффициенты c_1, c_2, c_3 требуется определять экспериментально в каждом конкретном случае, что делает теорию неудобной в использовании.

Вторая группа моделей увода основана на гипотезе о зависимости между боковой силой P_y и углом увода:

$$P_y = K_{y0}\delta,$$

где K_{y0} — тангенс угла наклона линейного участка на графике $P_y = f(\delta)$ (разработана в линейной интерпретации Е. А. Чудаковым, затем в нелинейной — Буллом, А. С. Литвиновым, Д. А. Антоновым и другими исследователями). В настоящее время автором наиболее точной теории нелинейного увода, основанной

на гипотезе увода, является Д. А. Антонов, который определил коэффициент K_{y0} как произведение:

$$K_{y0} = q K_{y0\vartheta},$$

где q — общая функция коррекции, описывающая нелинейные характеристики процесса нелинейного увода; $K_{y0\vartheta}$ — экстремальное значение коэффициента K_{y0} в зависимости от нормальной реакции опорной поверхности R_z ($K_{y0} = f(R_z)$).

Общую функцию коррекции q Д. А. Антонов определяет как произведение девяти частных функций в виде коэффициентов коррекции:

$$q = q_\phi q_z q_x q_\alpha q_\text{ш} q_\text{гр} q_\text{~} q_{3y} q_\text{нн},$$

где q_ϕ — коэффициент коррекции, учитывающий нелинейность зависимости $P_y = f(\delta)$ вследствие изменения сцепных свойств колеса с опорной поверхностью; q_z — коэффициент коррекции, учитывающий влияние нормальной реакции опорной поверхности R_z ; q_x — коэффициент коррекции, учитывающий влияние продольной реакции опорной поверхности R_x ; q_α — коэффициент коррекции, учитывающий влияние угла бокового наклона плоскости вращения колеса α ; $q_\text{ш}$ — коэффициент коррекции, учитывающий влияние давления вшине $p_{ш}$; $q_\text{гр}$ — коэффициент коррекции, учитывающий влияние деформационных свойств грунта; $q_\text{~}$ — коэффициент коррекции, учитывающий влияние неровностей опорной поверхности; q_{3y} — коэффициент коррекции, учитывающий наличие задних управляемых колес; $q_\text{нн}$ — коэффициент коррекции, учитывающий влияние свойства неустановившегося увода.

Коэффициенты q_i получены Д. А. Антоновым путем аппроксимации результатов стендовых испытаний конкретных моделей шин. Это создает некоторые неудобства при использовании данной модели в связи с необходимостью экспериментальных исследований для определения q_i для требуемой шины.

Известно также, что при быстротекущих процессах увода управляемых колес, имеющих место при явлении самоповорота колес, нецелесообразно применять теорию нелинейного увода, поскольку эмпирические коэффициенты коррекции, описывающие нелинейные характеристики процесса нелинейного увода, получены при медленно изменяющемся уводе. При рассмотрении неустановившегося увода с существенной скоростью изменения угла увода при изучении самоповорота колес, несомненные преимущества имеет деформационная модель увода,

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

определяющая увод через деформации шины, зависящие от действующих в пятне контакта реакций опорной поверхности и жесткостей шины в соответствующих направлениях. Это связано с тем, что силы и моменты в пятне контакта можно определять через очень малые промежутки времени в зависимости от изменяющихся условий движения и от линейных и угловых деформаций шины и их производных в каждый момент времени. Особенно это важно в режиме торможения автомобиля, когда соотношение продольных и боковых реакций в пятне контакта может изменяться за сотые доли секунды.

Третья группа моделей увода — деформационная — предполагает расчет тангенса угла увода колеса по зависимости [1]:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\Delta y}{l_{\text{пп}}/2} (1 - s),$$

где Δy — снос продольной реакции опорной поверхности; $l_{\text{пп}}$ — длина пятна контакта колеса; s — коэффициент продольного скольжения колеса.

Снос продольной реакции опорной поверхности Δy складывается из боковой деформации шины, изгиба и сдвига протекторных слоев и элементарного бокового проскальзывания в пятне контакта [1].

$$\Delta y = 1,25 \frac{\sum R_y}{C_{\text{шу}}},$$

где коэффициент 1,25 учитывает наличие элементарного бокового проскальзывания в пятне контакта; $\sum R_y$ — сумма боковых реакций в пятне контакта; $C_{\text{шу}}$ — коэффициент боковой жесткости шины.

Длину пятна контакта можно рассчитать по формуле Хедэкеля:

$$G_{yk} = \cos \left[C_{yk} \arctan \left\{ B_{yk} s - E_{yk} (B_{yk} s - \arctan(B_{yk} s)) \right\} \right] / G_{yk0};$$

$$G_{yk0} = \cos \left[C_{yk} \arctan \left\{ B_{yk} K_{H_{yk}} - E_{yk} (B_{yk} K_{H_{yk}} - \arctan(B_{yk} K_{H_{yk}})) \right\} \right];$$

$$B_{yk} = (r_{B_{y1}} + r_{B_{y4}} \gamma^*) \cos \left[\arctan \left(r_{B_{y2}} (\delta - r_{B_{y3}}) \right) \right] \lambda_{yk} \quad [11];$$

$$\gamma^* = \sin \alpha_p; \quad C_{yk} = r_{C_{y1}} \quad [11];$$

$$E_{yk} = r_{E_{y1}} + r_{E_{y2}} df_z; \quad K_{H_{yk}} = r_{H_{y1}} + r_{H_{y2}} df_z \quad [11];$$

$$K_{V_{yk}} = D_{V_{yk}} \sin \left[r_{V_{y5}} \arctan \left(r_{V_{y6}} s \right) \right] \lambda_{V_{yk}} \quad [11];$$

12

$$l_{\text{пп}} = 2 \sqrt{(2R_0 - \Delta z) \Delta z},$$

где R_0 — свободный радиус колеса; Δz — текущий нормальный прогиб шины.

Справедливость формулы Хедэкеля, полученной из геометрических соображений, требует дополнительных исследований.

$$\Delta z = \frac{\sum P_z + dR_{wz}}{C_{wz}},$$

где $\sum P_z$ — сумма нормальных реакций опорной поверхности на колесе с учетом продольного и поперечного перераспределения нагрузок; dR_{wz} — дополнительная знакопеременная реакция опорной поверхности от возмущающего воздействия неровностей дороги; C_{wz} — коэффициент нормальной жесткости шины.

Четвертая модель увода — эмпирическая модель Н. В. Рачека.

По представлениям голландского исследователя Hans B. Pacejka, сложившимся на основе многочисленных экспериментально-теоретических исследований, получены расчетные зависимости боковой реакции опорной поверхности от угла бокового увода колеса при разных коэффициентах продольного скольжения колеса:

$$R_y = G_{yk} R_{y0} + K_{V_{yk}},$$

где R_y — текущее значение боковой реакции опорной поверхности на колесе; R_{y0} — номинальное значение боковой реакции (боковая реакция при наличии боковой силы и при отсутствии продольного скольжения колеса).

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

$$D_{V_{yk}} = f_{ck_y} P_z \left(r_{V_{y1}} + r_{V_{y2}} df_z + r_{V_{y3}} \gamma^* \right) \cos \left[\arctan \left(r_{V_{y4}} \delta \right) \right] \xi_2 \quad [11],$$

где δ — угол увода, град.; α_p — угол развала колеса; s — коэффициент продольного скольжения колеса (в долях от единицы); r_i — коэффициенты, определяющие вид кривой; $K_{H_{yk}}$, $K_{V_{yk}}$ — переменные величины, характеризующие горизонтальное и вертикальное смещение графика относительно осей; λ_{yk} — коэффициент влияния продольного скольжения колеса на кривую $R_y(\delta)$ ($\lambda_{yk} = 1$); $\lambda_{V_{yk}}$ — коэффициент влияния продольного скольжения колеса на изгиб $R_y(\delta)$ ($\lambda_{V_{yk}} = 1$); df_z — относительное изменение нормальной нагрузки; ξ_i — фактор, устанавливающий единство формул ($\xi_2 = 1$); f_{ck_y} — коэффициент трения скольжения в боковом направлении.

$$df_z = \frac{P_z - P_{z0}}{P_{z0}} \quad [11],$$

где P_z — нормальная нагрузка колеса; P_{z0} — nominalная нормальная нагрузка колеса.

Таким образом, деформационная модель увода учитывает влияние на увод следующих факторов:

- 1) наличие режима торможения и его параметров (через коэффициент продольного скольжения);
- 2) наличие неоднородностей сцепных свойств дороги "микст";
- 3) перераспределение вертикальных нагрузок (через их влияние на прогиб шины, а прогиба — на длину пятна контакта);
- 4) изменение наклона колес (через их влияние на боковую реакцию, а боковой реакции — на боковую деформацию шины);
- 5) наличие неровностей дороги (через влияние дополнительной реакции опорной поверхности от возмущающего воздействия неровностей на прогиб шины, а прогиба — на длину пятна контакта);
- 6) упругие свойства шин (через влияние коэффициентов жесткости на боковую деформацию и длину пятна контакта шины);
- 7) свойства неустановившегося увода (поскольку боковая деформация и длина пятна контакта шины меняются с большой скоростью вследствие колебаний УК);
- 8) наличие нелинейности $P_y = f(\delta)$ (вследствие изменения сцепных свойств колеса с опорной поверхностью);
- 9) наличие АБС (через коэффициент продольного скольжения при наличии АБС);
- 10) явление колебаний УК.

4. Модели эластичного колеса для описания его сцепных свойств

Существует множество моделей эластичного колеса, предназначенных для описания его сцепных свойств, т. е. для расчета зависимостей его коэффициента сцепления при действии разных факторов.

Рассмотрим некоторые из этих моделей, предназначенные для определения значений коэффициента сцепления при отсутствии боковой силы $P_y = 0$.

4.1. Модель M. Burckhardt [8, 13]

$$\varphi_x = C_1 \left(1 - e^{-C_2 s} \right) - C_3 s,$$

где C_1 — коэффициент, определяющий максимум кривой:

$$C_1 = \varphi_{\max};$$

C_2 — коэффициент, определяющий форму кривой:

$$C_2 e^{-C_2 0,17} = \frac{C_3}{C_1};$$

C_3 — коэффициент, учитывающий падение коэффициента сцепления от максимума до коэффициента скольжения при полном буксовании:

$$C_3 = \varphi_{\max} - f_{ck};$$

s — коэффициент продольного скольжения колеса.

Для определения коэффициентов C_1 , C_2 и C_3 необходимо использовать значения φ_{\max}, f_{ck} .

4.2. Модель M. Denny [14]

$$\varphi_x = \frac{as}{b + cs + as^2},$$

где φ_x — коэффициент сцепления между колесом и дорогой в продольном направлении; s — коэффициент продольного скольжения колеса; a , b , c — расчетно-эмпирические коэффициенты:

$$a = \frac{\varphi_{\max} f_{ck}}{\varphi_{\max} - f_{ck}} \left(1 - s_{kp} \right)^2,$$

$$b = s_{kp}^2,$$

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

$$c = \frac{f_{ck} (1 + s_{kp})^2 - 2\varphi_{max}s_{kp}}{\varphi_{max} - f_{ck}},$$

где s_{kp} — значение коэффициента продольного скольжения колеса, при котором коэффициент сцепления принимает значение φ_{max} .

4.3. Модель парабол [9]

В таком описании $\varphi_x - s$ диаграмма представляется в виде сочетания двух парабол:

$$\varphi_x = \begin{cases} a_0s^2 + b_0s + c_0 & \text{при } s \leq s_{kp} \\ a_1s^2 + b_1s + c_1 & \text{при } s > s_{kp} \end{cases}$$

где $a_0, b_0, c_0, a_1, b_1, c_1$ — расчетно-эмпирические коэффициенты:

$$a_0 = \frac{d_0}{s_{kp}} - \frac{\varphi_{max}}{s_{kp}^2}; \quad b_0 = \frac{2\varphi_{max}}{s_{kp}} - d_0; \quad c = 0;$$

$$a_1 = \frac{d_1}{s_{kp}} - \frac{\varphi_{max}}{s_{kp}^2} + \frac{c_1}{s_{kp}^2}; \quad b_1 = \frac{2\varphi_{max}}{s_{kp}} - \frac{2c_1}{s_{kp}} - d_1;$$

$$c_1 = \frac{s_{kp}^2 (f_{ck} + d_1)}{1 - 2s_{kp} + s_{kp}^2} - \frac{s_{kp} (2\varphi_{max} - d_1) + \varphi_{max}}{1 - 2s_{kp}^2 + s_{kp}^2}.$$

В приведенной системе уравнений коэффициенты d_0 и d_1 описывают прогиб первой и второй парабол на соответствующих участках докритической и закритической области диаграммы.

$$d_0 = -0,5 \dots 0,1; \quad d_1 = -0,5 \dots 0.$$

4.4. Модель А. А. Ревина [5]

$$\varphi_x = \frac{f_{ck}s}{as^2 + bs + c},$$

где φ_x — коэффициент сцепления между колесом и дорогой в продольном направлении; f_{ck} — коэффициент трения скольжения; s — коэффициент продольного скольжения колеса; a, b, c — эмпирические коэффициенты, которые характеризуют сцепление с различными видами дорожной поверхности.

4.5. Модель Е. В. Балакиной и Н. М. Зотова [1, 2]

Этими авторами определен коэффициент использования трения покоя в пятне контакта КИП, т. е. отношение доли трения покоя в пятне контакта,

используемого для реализации продольной реакции опорной поверхности, к общей доле трения покоя в пятне контакта при том же s [1, 2].

$$\text{КИП} = \frac{\varphi_{\Pi}}{\varphi_{\Sigma\Pi}} = \frac{\varphi(s) - f_{ck}s}{f_{\Pi}(1-s)},$$

где s — коэффициент продольного скольжения колеса; φ_{Π} — доля трения покоя в пятне контакта, используемого для реализации продольной реакции опорной поверхности; $\varphi_{\Sigma\Pi}$ — общая доля трения покоя в пятне контакта при заданном s ; $\varphi(s)$ — значение коэффициента сцепления при заданном s ; f_{ck} — коэффициент трения скольжения (φ при $s = 100\%$); $(f_{ck}s)$ — общая доля трения скольжения в пятне контакта при заданном s ; f_{Π} — коэффициент трения покоя; $f_{\Pi}(1-s)$ — общая доля трения покоя в пятне контакта при заданном s .

$$\varphi_x = f_{ck}s + \text{КИП} f_{\Pi}(1-s).$$

Ими также получены универсальные зависимости $\text{КИП} = f(s)$.

Для всех видов нешипованных шин, для всех видов и состояний дорожного покрытия:

$$\text{КИП} = a + bs + cs^2 + ds^3 + es^4 + fs^5 + \\ + gs^6 + hs^7 + is^8 + js^9,$$

где $a, b, c, d, e, f, g, h, i, j$ — постоянные коэффициенты ($a = 0,001814$; $b = 26,747630$; $c = -324,541748$; $d = 2137,928850$; $e = -8375,670586$; $f = 20\,260,588666$; $g = -30\,442,879724$; $h = 27\,611,479368$; $i = -13\,822,359721$; $j = 2929,70553$).

Для всех шипованных шин, для всех видов и состояний льда:

$$\text{КИП} = \frac{ab + cs^d}{b + s^d},$$

где a, b, c, d — постоянные коэффициенты ($a = 0,0006$; $b = 0,5654$; $c = 1,5740$; $d = 0,2766$).

Погрешность расчета КИП при этом не превышает 10 %.

Расчеты коэффициентов сцепления по перечисленным моделям при $P_y = 0$ для одного и того же покрытия дороги дают похожие результаты, приближенные к экспериментальной кривой с погрешностью не более 10%, как показано на рис. 2.

Исключение составляют модели M. Denny и A. A. Ревина, отклонение результатов расчета по которым от экспериментальной кривой превышает 50 %.

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Результаты сравнительной оценки моделей эластичного колеса при $P_y = 0$ для описания его сцепных свойств

The name of model	Initial data for calculation			
	Характеристики покрытия	Дополнительные точки искомой кривой	Эмпирические коэффициенты (число)	Расчетные коэффициенты (число)
Model of Burckhardt	$f_{ck}; f_n$	φ_{max}	N_0	3
Model of Denny	f_{ck}	$\varphi_{max}; s_{kp}$	N_0	3
Model of parabols	f_{ck}	$\varphi_{max}; s_{kp}$	N_0	8
Model of Revin	$f_{ck}; f_n$	φ_{max}	3	Нет
Model of Balakina-Zotov	$f_{ck}; f_n$	N_0	N_0	

Для сравнения простоты и удобства использования моделей приведена таблица.

Для определения коэффициента сцепления при наличии боковой силы заданного значения в настоящее время есть только три методики:

- голландского ученого Н. В. Pacejka [11] (наиболее распространена);
- модель, основанная на построении $\varphi - s$ -диаграммы или $\varphi - s$ -номограммы [1, 3];
- модель, основанная на расчете коэффициента использования трения покоя (КИП) [1, 3].

4.6. Модель Н. В. Pacejka

По представлениям Hans B. Pacejka, сложившимся на основе многочисленных эксперимен-

тально-теоретических исследований, получена серия расчетных зависимостей продольной реакции опорной поверхности от коэффициента продольного скольжения колеса при разных углах увода, которые имеют место быть при наличии боковой силы колеса:

$$R_x = G_{x\alpha} R_{x0} \quad [11],$$

где R_x — текущее значение продольной реакции опорной поверхности на колесе (в данном случае только сила сцепления); R_{x0} — номинальное значение продольной реакции (продольная реакция при отсутствии боковой силы колеса, т. е. при отсутствии угла бокового увода).

$$G_{x\alpha} = \cos \left[C_{x\alpha} \arctan \left\{ B_{x\alpha} \delta - E_{x\alpha} (B_{x\alpha} \delta - \arctan(B_{x\alpha} \delta)) \right\} \right] / G_{x\alpha 0};$$

$$G_{x\alpha 0} = \cos \left[C_{x\alpha} \arctan \left\{ B_{x\alpha} K_{H_{x\alpha}} - E_{x\alpha} (B_{x\alpha} K_{H_{x\alpha}} - \arctan(B_{x\alpha} K_{H_{x\alpha}})) \right\} \right];$$

$$B_{x\alpha} = (r_{B_{x1}} + r_{B_{x3}} \gamma^*) \cos \left[\arctan(r_{B_{x2}} s) \right] \lambda_{x\alpha} \quad [11];$$

$$\gamma^* = \sin \alpha_p; \quad C_{x\alpha} = r_{Cx1} \quad [11];$$

$$E_{x\alpha} = r_{E_{x1}} + r_{E_{x2}} df_z; \quad K_{H_{x\alpha}} = r_{H_{x1}} \quad [11],$$

где δ — угол увода в градусах; α_p — угол развала колеса; s — коэффициент продольного скольжения колеса (в долях от единицы); r_i — коэффициенты, определяющие вид кривой; $K_{H_{x\alpha}}$ — переменная величина, характеризующая горизонтальное смещение графика относительно оси; $\lambda_{x\alpha}$ — коэффициент влияния увода δ на кривую $R_x(s)$ ($\lambda_{x\alpha} = 1$); df_z — относительное изменение нормальной нагрузки.

$$df_z = \frac{P_z - P_{z0}}{P_{z0}} \quad [11],$$

где P_z — нормальная нагрузка колеса; P_{z0} — номинальная нормальная нагрузка колеса.

4.7. Модель КИП

Общие уравнения модели изложены в п.п. 4.5.

Картина меняется при наличии боковой силы ($P_y \neq 0$). P_y обуславливает реализацию коэффициента сцепления в поперечном направлении $\varphi_y \approx \varphi_{up}$. На это тратится часть участка трения покоя в пятне

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

контакта, следовательно, оставшаяся доля участка трения покоя в пятне контакта, вследствие которой реализуется $\varphi_{\text{пп}}$, уменьшается, т. е. $\varphi_{\text{пп}}$ тоже уменьшается. Это уменьшение происходит в результате снижения доли коэффициента трения покоя в продольном направлении $f_{\text{ппx}}$. При этом КИП остается приблизительно постоянным независимо от действия боковых сил. Таким образом, при $P_y = 0$ $f_{\text{ппx}} = f_{\text{пп}}$, а при $P_y \neq 0$ $f_{\text{ппx}} \downarrow$.

$$f_{\text{ппx}} = \sqrt{f_{\text{пп}}^2 - \left(\frac{P_y}{P_z}\right)^2},$$

где P_y — боковая сила колеса; P_z — нормальная нагрузка колеса.

Если боковая сила такая большая, что выражение под знаком корня в расчетах начинает принимать отрицательные значения, то следует считать, что $f_{\text{ппx}} = 0$.

На рис. 3 показаны результаты расчета коэффициентов сцепления по разным моделям при $P_y \neq 0$ для одного и того же покрытия.

Модель голландского ученого Н. В. Рассеяка достаточно точно описывает процесс, но для ее использования требуется большое количество экспериментальных коэффициентов для заданной модели шины.

Модели Балакиной—Зотова менее точны, но для их использования достаточно только задаться характеристиками $f_{\text{ск}}$ и $f_{\text{пп}}$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Балакина Е. В.** Устойчивость движения колесных машин / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов. — Волгоград: РПК "Политехник", 2011. — 464 с.
2. **Балакина, Е. В.** Расчет $\varphi - s$ -диаграмм на основе обобщения результатов зарубежных экспериментов // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 6. — С. 18–19.
3. **Зотов Н. М.** Using the $\varphi - s_x$ Nomogram in Calculating the Dynamics of a Braked Wheel / Н. М. Зотов, Е. В. Балакина // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. — 2007. — Vol. 36, No. 2. — С. 193–198.
4. **Кравец В. Н.** Теория автомобиля. Учебник для вузов / В. Н. Кравец, В. В. Селифонов. — М.: ООО "Гринлайт", 2011. — 884 с.
5. **Ревин А. А.** Повышение эффективности, устойчивости и управляемости при торможении автотранспортных средств: Дис. ... д-ра техн. наук. — Волгоград, 1983. — 601 с.
6. **Саркисов П. И.** Расчетно-экспериментальный метод моделирования нестационарного качения автомобильного колеса по недеформируемому опорному основанию: Дис. ... канд. техн. наук. — М., 2014. — 164 с.
7. **Bakker E., Pacejka H. B.** The magic formula tyre model // Proc. 1st. Colloq. Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Delft, 1991. Amsterdam: Swits and Zeitlinger, 1993. P. 1–18.
8. **Burckhardt M.** Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme / M. Burckhardt. — Wurzburg: Vogel, 1993. — 432 с.
9. **Carlos Canudas-de-Wit.** Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction / Carlos Canudas-de-Wit, Panagiotis Tsotras, Efstrathios Velenis, Michel Basset and Gerard Gissinger // Vehicle System Dynamics. — 2002. — Vol. 39 (3). — P. 189–226.
10. **Dr. Ir. I. J.M. Besselink** (Eindhoven University of Technology / TNO Automotive), Prof. Dr. H. Nijmeijer (Eindhoven University of Technology), Dr. Ir. A. J. C. Schmeitz (TNO Automotive), Dr. Ir. J. A. W. van Dommelen (Eindhoven University of Technology). Tyre models for steady-state vehicle handling analysis. ing. R. T. Uil DCT. Eindhoven, December, 2007, 142 p.
11. **Hans B. Pacejka.** Tire and Vehicle Dynamics. — Published by Elsevier Ltd, USA, 2012.
12. **Hakanen J., Kahara T.** 2001. Tyre Characterisation on Ice and Snow with a Measurement Vehicle, 2nd International Colloquium on Vehicle-Tyre-Road Interaction. Nokian Tyres. Florence, February 23rd 2001.
13. **Kiencke U., Nielsen L.** Automotive Control Systems — for Engine, Driveline, and Vehicle. Second edition. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005, 512 p.
14. **Mark Denny.** The dynamics of antilock brake systems / Mark Denny // European Journal of Physics. — 2005. — Vol. 26, № 6. — P. 1007–1016.
15. **Nordstrom O., Astrom H.** 2001. Upgrading of VTI friction test vehicle BV12 for combined braking and steering tests under aquaplaning and winter conditions, 2nd International Colloquium on Vehicle-Tyre-Road Interaction. Nokian Tyres. Florence, February 23rd 2001.
16. **Liukkula M.** 2006. Tyre Characterisation on Summer and Winter Surfaces. Presentation in Tire Technology Expo 2006, 3rd International Colloquium on Vehicle-Tyre-Road Interaction. Nokian Tyres.
17. **Pacejka H. B., Sharp R. S.** Shear force development by pneumatic tyres in steady state conditions: a review of modeling aspects // Vehicle System Dynamics. — 1991. — Vol. 20, No. 3–4. — P. 121–176.

К ОСНОВАМ СОЗДАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ СЛОЖНОСТРУКТУРИРОВАННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ (ЦИКЛ СТАТЕЙ, СТАТЬЯ 5)

УДК 629.113 (075.8)

Е. И. Блинов, канд. техн. наук, доцент, Московский государственный технический университет радиотехники, электроники и автоматики
E-mail: blinov-ti6-mgupi@mail.ru

ДВИЖЕНИЕ ПО КРИВОЛИНЕЙНОЙ ТРАЕКТОРИИ (УПРАВЛЯЕМОСТЬ)

Пространственная многозвенная динамическая модель связанных колебаний двигатально-трансмиссионной установки и подвески наиболее адекватно представляет сложные динамические взаимодействия, происходящие при работе многих классов машин. Введение в базовую модель дополнительных связей позволяет исследовать поведение машины на криволинейной траектории и дать рекомендации по улучшению управляемости.

Ключевые слова: принцип объективной реальности, система, динамика, сложноструктурированная механическая система, пространственность, собственная координата, автономный движитель, управляемость, динамика ввода колеса, уравнения крена корпуса и мостов.

Предыдущие статьи цикла (№ № 6—9 за 2015 г.) касались случая движения, когда криволинейностью траектории пренебрегали. Дело в том, что в силу различных обстоятельств, имея в виду невозможность сохранения равенства величин динамических и (или) статических параметров, например, жесткостей приводов ведущих колес или радиусов качения колес колесных машин (КМ) с пневматическими шинами, а затем уже влияние внешних сил: машина всегда движется по криволинейным участкам с непрерывно изменяющейся величиной радиуса кривизны.

В среде водителей управляемостью называют свойство автомобиля "держать" дорогу на повороте. Это очень точное определение, и оно означает следующее. Изменение направления движения провоцирует возникновение внешних боковых сил, на которые машина отвечает динамическим силовым откликом (реакцией). Силовые реакции, в свою очередь, определяют интенсивность изменения как внутренних кинематических связей в системе управления машиной, так и внешних параметров движения. Эти реакции должны быть адекватными, т. е. такими, которые не заставляли бы водителя применять до-

полнительное управляющее воздействие с целью их изменения. Тогда управляемость можно сформулировать как свойство объекта создавать адекватные динамические силовые реакции на управляющие действия водителя с целью сохранения выбранной траектории движения.

Однако отметим, что динамические взаимодействия машины как сложноструктурированной пространственной системы, причиной которых является кривизна траектории, до сего времени практически не исследовались в связи с отсутствием моделей, объединяющих ДТУ и подвеску и содержащих их внутренние упруго-демпфирующие, фрикционные и иные связи. В связи с этим целью настоящей публикации является разработка динамической модели криволинейного движения как инструмента исследования взаимодействий, происходящих в общей динамической системе машины, но вызываемых боковыми силами.

Изменение направления движения КМ происходит вследствие поворота управляемых колес. При повороте управляемых передних неведущих колес толкающую упруго-демпфирующую силу $P_{уд}''$, при-

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

ложенную к центру ведомого колеса, можно перенести на плоскость опорной поверхности и разложить на две составляющих — перпендикулярную и вдоль плоскости вращения повернутого на угол $\theta_{\text{н}}$ колеса $P'' \sin \theta_{\text{н}}$ и $P'' \cos \theta_{\text{н}}$ соответственно (рис. 1, б; силы только для одного наружного колеса изображены пунктиром; индекс "уд" для составляющих опущен; явление увода колеса, описанное ниже, не учитывается). При этом соотношение между ними $P'' \sin \theta_{\text{н}} < P'' \cos \theta_{\text{н}}$, поскольку угол поворота управляемых колес не превышает 45° . Этим двум силам противостоят силы сцепления и сопротивления качению, характеризующиеся коэффициентами ϕ и f . Учитывая приведенное неравенство, принимая, что свойства опорной поверхности одинаковы во всех горизонтальных направлениях и в этой связи $f \ll \phi$, колесо, а за ним и вся машина движется в направлении вектора V_1 , осуществляя поворот, радиус которого зависит от угла поворота колеса. Механика поворота передне- и полноприводных КМ несколько иная, но основные положения остаются прежними.

На первом этапе изучения представим систему корпус—мосты как жесткую без упруго-демпфирующих связей (УДС), идентифицируя ее только одним термином "корпус". На криволинейной траектории корпус КМ испытывает сложное движение: поступательное вдоль оси X (см. рис. 1, а), относительное — линейно-угловое в боковом направлении вследствие податливости шин, а также вращательное вокруг МЦП. Соответственно независимыми координатами являются

x, y, β, γ (строго независимыми являются y и β). При этом координата x известна из уравнений, описывающих ДТУ, координаты y и β вычисляются при решении ДУ данного раздела, координата γ (курсовый угол) определяется из кинематики движения. Кроме того, важными характеристиками процесса поворота являются значения углов $\theta_{i,\text{н}}$ и $\delta_{i,\text{н}}$ поворота и увода внутреннего и наружного колес i -й оси, радиус R поворота и расстояние d_{xc} , рассматриваемые как кинематические связи.

Пусть КМ (см. рис. 1, а), корпус которой представлен прямой A_1A_n , движется по кривой с известным радиусом $R = OO'$ кривизны вокруг МЦП O' ; точки $A_i, i = 1, \dots, n$, где n — число осей, принадлежат центрам осей. При $R = \text{const}$ можно говорить о вращательном движении вокруг точки O' . На повороте возникают центробежная сила $P_{\text{ц}}$, действующая по линии $O'C$ в сторону от МЦП, и сила инерции $P_{\text{и}}$, направленная по касательной к криволинейной траектории (перпендикулярно линии $O'C$) в сторону, противоположную ускорению (замедлению). Обе силы приложены в точке C центра масс. В общем случае в направлении осей X и Y кроме указанных могут действовать и известные силы иной физической природы.

Поместим в начальный момент времени $\tau_0 = \tau$ корпус A_1A_n в направлении оси X_1 так, чтобы совпадали точка C , точка O_1 начала координат неподвижной на плоскости системы координат $Y_1O_1X_1$ и точка O , принадлежащая корпусу и образующаяся на пересечении перпендикуляра, опущенного из точки O' к корпусу; при этом $\gamma'_o = \gamma_o = 0$, $R = R_o$, $b_{xc0} = 0$. Считаем, что положение точки O , от которого зависит расстояние b_{xc} до точки C центра масс, относительно корпуса определено, поскольку МЦП определяется на пересечении перпендикуляров, восстановленных от векторов скоростей центральных точек любых двух осей КМ, в частности, передней и задней. Например, для двухосной машины это поясняется рис. 1, б.

Будем рассматривать общий случай движения n -осной КМ, оборудованной всеми управляемыми осями; в дальнейшем, чтобы не перегружать рисунки, будут изображаться только две оси — первая и n -я последняя. Считаем, что КМ движется по криволиней-

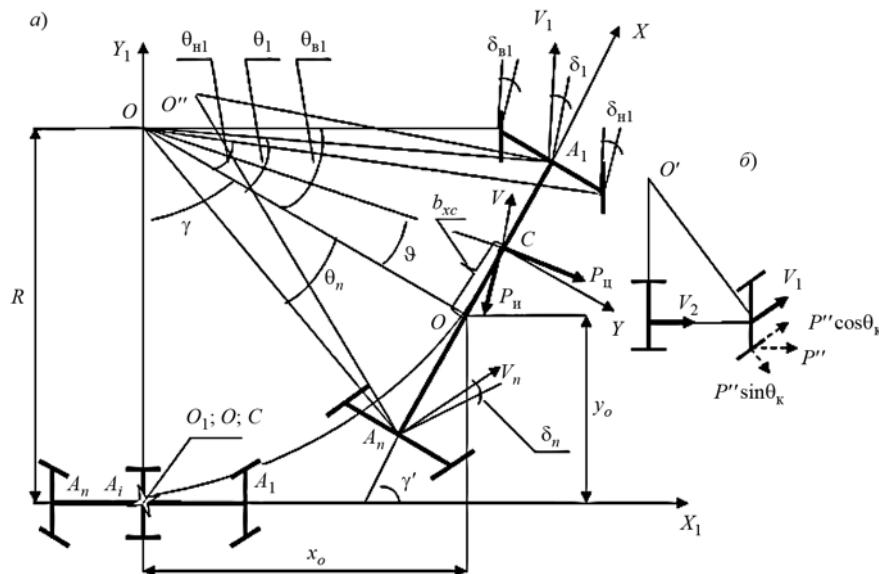


Рис. 1. Кинематика криволинейного движения:
а — общий случай; б — к определению центра поворота двухосной КМ

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

ной траектории таким образом, чтобы точка O находилась на этой траектории, а положение корпуса в любой момент времени совпадало с касательной в точке O . Корпус A_1A_n жестко связан с подвижными координатами YCX . Учитывая, что позиция точки O известна, положение корпуса A_1A_n машины на плоскости $Y_1O_1X_1$ исчерпывающе описывается координатами этой точки, определяемыми радиусом R и курсовым углом γ' , причем, $\gamma' = \gamma$.

Положение точки C , находящейся *почти* на криволинейной траектории, зависит от пройденного пути $S = \alpha_a r_k$, где α_a известно [«Грузовик» № 6, 2015 г.]. При данном S и допущении о малых углах поворота управляемых колес не составляет труда с незначительной погрешностью вычислить угол $\gamma = \gamma' = (S \pm b_{xc})/R$, где знак "+" используется в том случае, когда точка O находится впереди точки C по ходу движения и наоборот (величина погрешности определяется соотношением b_{xc} и R ; учитывая их несоизмеримость при $b_{xc} \ll R$, это не вносит существенных ошибок в практические расчеты). Тогда координаты точки O на плоскости $Y_1O_1X_1$ таковы:

$$\left. \begin{aligned} x_o &= R \sin \gamma'; \\ y_o &= R(1 - \cos \gamma'). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

С помощью неприводимых здесь несложных геометрических выкладок можно показать, что приращения углов γ' и γ одинаковы. Учитывая равенство начальных величин $\gamma'_o = \gamma_o$, ясно, что и текущие значения углов γ' и γ равны. Таким образом, положение корпуса A_1A_n на плоскости $Y_1O_1X_1$ полностью определено.

При движении по кривой корпус A_1A_n кроме поступательного движения поворачивается вокруг вертикальной оси Z , которая, предположим, в данном случае проходит через ц.м. В результате этого точки A_i центров осей корпуса движутся по направлениям V_i , являющимися перпендикулярами к отрезкам $O'A_i$. Векторы V_i с осью X образуют углы θ_i , которые с углами поворота внутренних θ_B и наружных θ_H (по отношению к центру поворота) колес связаны не совсем точным, но использующимся в практике соотношением $\theta_i = (\theta_B + \theta_H)/2$, где при τ_o величина $\theta_{io} = \arctg(b_{xi}/R_o)$, откуда видно, что переходным процессом пренебрегается.

С другой стороны, из геометрии рисунка видно, что внутренние и наружные колеса с целью избежания скольжения при качении должны быть повернуты на разные углы $\theta_B > \theta_H$, приблизительное соотношение между которыми обеспечивается кон-

струкцией рулевой трапеции $1/\tan \theta_{Hi} - 1/\tan \theta_{Bi} = l/d_{xi}$, где: l — шквоневая колея КМ; $d_{xi} = b_{xi} \pm b_{xc}$ — расстояние от точек A_i центров i -х управляемых осей до точки O , здесь b_{xi} — расстояние от центров осей до центра масс. При определении d_{xi} знак "+" используется для осей, расположенных впереди центра масс по ходу движения, знак "-" — для остальных осей.

Объединим последние два равенства, включающие углы $\theta_{B,H}$ в систему (2):

$$\left. \begin{aligned} \theta_i &= (\theta_{Bi} + \theta_{Hi})/2; \\ 1/\tan \theta_{Hi} - 1/\tan \theta_{Bi} &= l/d_{xi}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для большинства КМ управляемыми являются не все оси, и тогда колеса катятся со скольжением, причем, чем больше угол рассогласования направления V_i с вектором касательной продольной реакции, приложенным в центре неуправляемой ведущей оси, тем больше вероятность ее заноса. В частности, у КМ 4×2 задняя ведущая ось более подвержена опасности заноса, чем передняя ось переднеприводных машин в силу совпадения направления векторов тяги и V_i у последней.

Систему (2) при $\theta_i = \arctg(d_{xi}/R)$ невозможно решить точно аналитически относительно углов θ_{Bi} и θ_{Hi} . Поэтому поступим так. Пренебрегая функцией тангенса и подставляя θ_{Hi} из верхнего уравнения в нижнее, после преобразований получим относительно θ_{Bi} квадратное уравнение $\theta_{Bi}^2 l/d_{xi} + \theta_{Bi} 2(1 - \theta_i l/d_{xi}) - 2\theta_i = 0$. Его решение $\theta_{Bi1,2} = (\theta_i l - d_{xi} \pm \sqrt{d_{xi}^2 + \theta_i^2 l^2})/l$. В первом приближении приняв $d_{xi} = l$, имеем $\theta_{Bi1,2} = \theta_i - 1 \pm \pm \sqrt{1 + \theta_i^2}$. Разлагая функцию $\sqrt{1 + \theta_i^2}$ в ряд Тейлора в окрестностях $\theta_i = 0$, т. е. полагая углы поворота колес малыми, до первой ненулевой производной, пренебрегая остальными членами ряда и считая, что значение θ_{Bi} не может иметь отрицательный знак, получим $\theta_{Bi} = \theta_i(1 + \theta_i/k)$, где k — поправочный коэффициент. Окончательно с учетом верхнего уравнения системы (2) запишем:

$$\left. \begin{aligned} \theta_{Bi} &= \theta_i(1 - \theta_i/k); \\ \theta_{Hi} &= 2\theta_i - \theta_{Bi}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

откуда, зная $\theta_i = \arctg(d_{xi}/R)$, вычисляются значения углов θ_{Bi} и θ_{Hi} .

Поправочный коэффициент $k = f(l, d_{xi})$ компенсирует погрешности принятого приближения $d_{xi} = l$, которое справедливо не для всех осей; его численные значения лежат в пределах 1,5, ..., 3,9 для величин радиусов поворота 10, ..., 100 м.

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

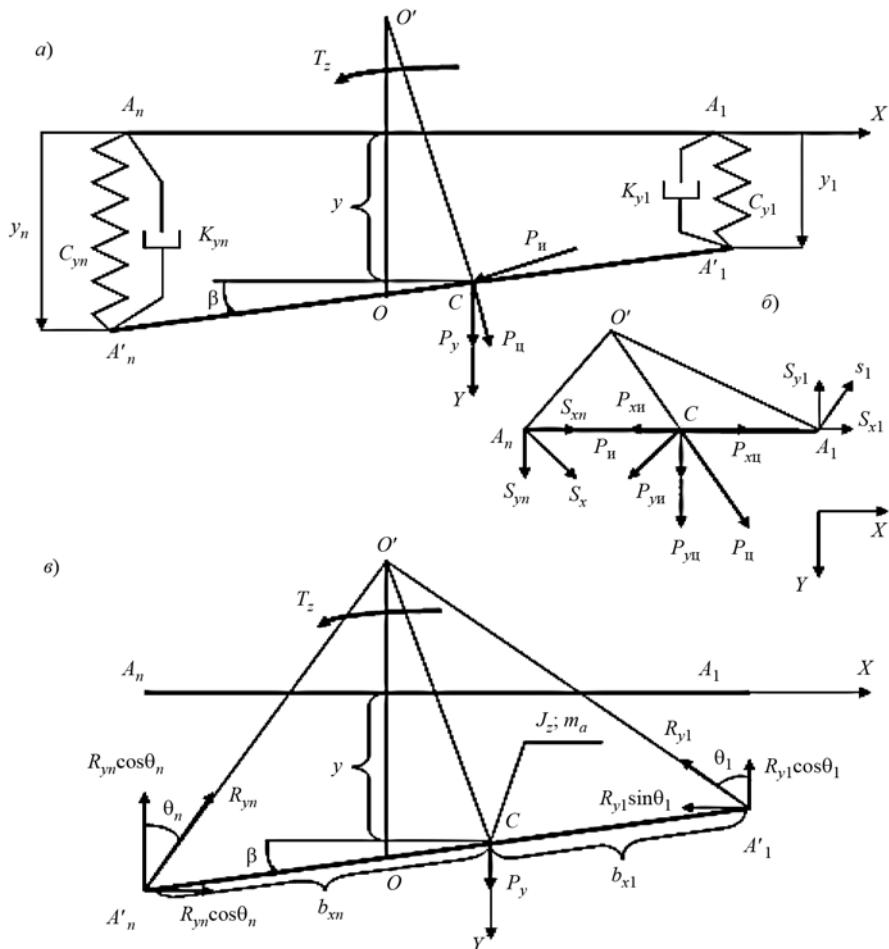


Рис. 2. К составлению уравнений движения в поперечном направлении:
а — исходная расчетная схема; б — разложение векторов s_i и сил P_{ii} и P_{ii} ; в — динамическая модель с отброшенными связями

При переходе на другую траекторию (пусть это случится при времени $\tau = \tau^*$) с другими мгновенным центром кривизны и радиусом поворота, следует принять новые начальные условия для времени $\tau_o = \tau^*$ и независимой координаты $S_o = S^*$, которые означают, что начало координат $Y_1O_1X_1$ совмещается с точкой C , а корпус A_1A_n машины размещается вдоль оси X (см. рис. 1, а) в начальный момент времени. В дальнейшем текущие значения независимых координат исчисляются в моменты времени, соответствующие соотношению $\tau_{\text{тек}} = \tau - \tau^*$, где τ определяется как общее время движения.

Подводя итог, еще раз подчеркнем, что для определения положения корпуса A_1A_n на плоскости $Y_1O_1X_1$ достаточно всего одной независимой координаты — пройденного пути S ; другая координата γ' кинематически зависит от S .

В целом, сказанное относится к случаю движения КМ с жесткими колесами. В действительности

шины обладают упруго-демпфирующими свойствами во всех направлениях, и, в частности, в поперечном. На рис. 2, а изображен корпус $A'_1A'_n$, совершающий в плоскости опорной поверхности плоскопараллельное движение на упруго-демпфирующих основаниях (шинах) относительно положения A_1A_n корпуса, которое в каждый момент времени совпадает с его положением A_1A_n при качении КМ на жестких колесах (см. рис. 1, а). Таким образом, рассматриваемое движение является относительным. УДС обладают жесткостью и демпфированием, которые в поперечном направлении идентифицируются коэффициентами C_{yi} и K_{yi} соответственно; индекс "y" обозначает принадлежность к оси Y .

Плоское движение здесь описывается двумя независимыми координатами β и y (третья координата x продольного смещения уже рассмотрена в абсолютном движении точки C с начальными значениями $\beta_o = y_o = 0$). Угловая координата β откладывается от линии, проходящей через ц.м. и параллельной A_1A_n , до текущего положения $A'_1A'_n$; линейное поперечное перемещение у ц.м. отсчитывается от линии A_1A_n . Перемещения y_i любой точки корпуса можно найти из геометрии рисунка (скорости перемещений определяются как производные по времени):

$$y_i = y \mp b_{xi} \sin \beta; \quad \dot{y}_i = \dot{y} \mp b_{xi} \cos \beta \dot{\beta}, \quad (4)$$

где знак "—" используется для осей, расположенных впереди точки C по ходу движения. Деформация шин состоит из перемещений y_i относительно движения корпуса и перемещений $s_i = V_i \Delta t$ центров осей в направлении векторов V_i (см. рис. 1, а). После разложения s_i (см. рис. 2, б) по направлениям Y и X (последнее нас не интересует), получим суммарное перемещение y_i и скорость \dot{y}_i точек A_i

$$y_{Ai} = y_i \mp s_{yi}; \quad \dot{y}_{Ai} = \dot{y}_i \mp V_{yi}, \quad (5)$$

где $s_{yi} = s_i \sin \theta_i$; $V_{yi} = V_i \cos \theta_i \dot{\theta}_i$.

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Относительное движение системы происходит вследствие действия внешних по отношению к ней обобщенных силовых факторов: момента T_z сил, действующих вокруг вертикальной оси Z , проходящей через выбранную точку, за которую примем точку C ц.м., и силы P_y , направленной вдоль оси Y (разложение сил $P_{\text{ц}}$ и $\dot{P}_{\text{ц}}$ по осям X , Y показано на рис. 2, б).

Таким образом, становится возможным составить ДУ, описывающие изменение независимых координат β и y .

Для этого отбросим связи и заменим их внутренними силами R_{yi} (см. рис. 2, в). Используя известное положение о том, что сила упругости действует в сторону, противоположную деформации, и считая, что в общем случае КМ оборудована всеми управляемыми осями, направим силы R_{yi} к центру поворота. С учетом разложения этих сил по направлениям X и Y и обобщенных силовых факторов можно записать уравнения линейно-угловых колебаний корпуса КМ в плоскости дороги в относительном боковом движении через параметры обоих бортов:

$$\left. \begin{aligned} J_z \ddot{\beta} &= \sum_{i=1}^n \pm R_{yi \text{ в,н}} b_{xi} \cos \theta_{i \text{ в,н}} \cos \beta + \\ &+ \sum_{i=1}^n \mp R_{yi \text{ в,н}} \sin \theta_{i \text{ в,н}} (b_{y \text{ л,п}} \mp b_{xi} \sin \beta) + T_z; \\ m_a \ddot{y} &= - \sum_{i=1}^n R_{yi \text{ в,н}} \cos \theta_{i \text{ в,н}} + P_y, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где $b_{y \text{ л,п}}$ — расстояние от продольной оси, проходящей через ц.м. корпуса, до левого, правого его бортов [см. рис. 1, "Грузовик" № 7 за 2015 г.]* (здесь и далее надстрочный символ (*) будет означать ссылку на данную статью).

При повороте налево колеса левого борта являются внутренними, и в этом случае во втором слагаемом совместно используются параметры, имеющие подстрочные индексы "в", "л" и "н", "п". При повороте направо внутренними становятся колеса правого борта, и тогда совместно должны использоваться параметры с индексами "в", "п" и "н", "л". В (6) знаки используются следующим образом: в первом слагаемом знак "+", "-" справедлив для всех передних, задних осей (расположенных впереди, сзади точки C) соответственно; во втором слагаемом, включая скобку, знак "-" употребляется для всех передних наружных и задних внутренних колес, соответственно знак "+" — для всех передних внутренних и задних наружных.

В (6) обобщенные силовые факторы равны:

$$T_z = \sum_{i=1}^n R_{xi \text{ в,н}} b_{xi} \sin \theta_{i \text{ в,н}} \cos \beta + \quad (7)$$

$$+ \sum_{i=1}^n \mp R_{xi \text{ в,н}} \cos \theta_{i \text{ в,н}} (b_{y \text{ л,п}} \mp b_{xi} \sin \beta);$$

$$P_y = \sum_{i=1}^n \pm R_{xi \text{ в,н}} \sin \theta_{i \text{ в,н}} + P_{\text{ц}} \cos \vartheta \mp \quad (8)$$

$$\mp P_{\text{и}} \sin \vartheta + G_a \sin \Theta.$$

Здесь R_x — касательные реакции; $P_{\text{ц}} = m_a V^2 / R_c$ — центростремительная сила, $R_c = R / \cos \vartheta$, $V = V_a / \cos \vartheta$, где V_a — скорость машины вдоль оси X ; $\vartheta = \arctg(b_{xc} / R)$; $P_{\text{и}} = \ddot{x} m_a$ — сила инерции; G_a — сила тяжести (вес) КМ; Θ — угол косогора. Знаки распределяются следующим образом. В (7), когда вектор касательной реакции R_x направлен вперед (тяговый режим), перед R_x знак "-" употребляется для внутренних колес, знак "+" — для наружных; в скобке знак "-" употребляется для передних наружных и задних внутренних колес, знак "+" — для передних внутренних и задних наружных (если вектор касательной реакции R_x направлен назад в тормозном режиме, знаки асимметричны); сочетание параметра $b_{y \text{ л,п}}$ с другими членами второго слагаемого в (7) точно такое же, как и при описании системы (6).

В (8) в тяговом режиме в первом слагаемом знак "+" используется для задних осей, знак "-" — для передних, в тормозном — наоборот; в третьем слагаемом знак "-" используется при торможении, "+" — при разгоне. Заметим, что в формуле (3) [см. "Грузовик" № 9 за 2015 г.] в выражение для T_a при движении по кривой следует добавить слагаемое $\sum_{i=1}^n R_{yi \text{ в,н}} \sin(\theta_{i \text{ в,н}} - \delta_{i \text{ в,н}}) r_{ki \text{ в,н}}$, учитывающее увеличение сопротивления качению, обусловленное дополнительной боковой деформацией шин; здесь δ — угол ввода.

Решение системы (6) позволяет определить независимые координаты β и y , а через них перемещения и скорости (5) точек A_i . Динамические реакции шин, учитывая, что скорости и перемещения колес и точек центров осей в боковом направлении одинаковы, определяются соотношением:

$$R_{yi \text{ в,н}} = K_{yi \text{ в,н}} \dot{y}_{Ai \text{ в,н}} + C_{yi \text{ в,н}} y_{Ai \text{ в,н}}, \quad (9)$$

где K_{yi} и C_{yi} — соответственно коэффициенты демпфирования и жесткости шины в боковом направлении. Значения C_{yi} обычно принимают в 2 раза меньше величины нормальной жесткости; при этом надо учитывать, что шины с металлическим кордом, осо-

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

бенно радиальные, имеют большие величины C_{yi} , чем такие же, но с нейлоновым или текстильным кордом. Что касается K_{yi} , то достоверных экспериментальных данных по определению величины этого параметра не существует, поэтому обсуждать аналитические зависимости, предлагаемые для этой цели, не имеет смысла; с другой стороны, учитывая, что резина относится к изотропным материалам, а структурные элементы шины при гашении колебаний работают примерно одинаково в вертикальном и поперечном направлениях, можно принять равными коэффициенты демпфирования шины в этих направлениях.

Здесь следует иметь в виду, что в общем случае в колебательной системе реакции R_y могут динамически перераспределяться, что не исключает изменение направления реакции. Это вполне возможно, если колесо является ведомым и неуправляемым, как, например, в самолетном шасси, которое движется только прямолинейно. В автопоездах такими колесами оборудуются прицепы, и иногда на прямолинейных участках дорог можно наблюдать виляние прицепа, в том числе и вследствие перекладывания R_y . Возникновение автоколебаний за счет только упругих свойств шины на криволинейной траектории невозможно.

В любой системе, обладающей внутренними упругими связями, ведущий ее элемент, находящийся под воздействием внешних сил, опережает ведомый. При повороте эластичных колес ведущим элементом является диск колеса, связанный через ступицу с поворотным кулаком, а ведомым — участок шины, находящийся в пятне контакта с дорогой и изображенный на рис. 3, *a* пунктирным прямоугольником; поворот колеса на рисунке против часовой стрелки. Угол между векторами V_a и V'_a называют углом увода δ_{yb} в связи с тем, что направление вектора скорости V'_a движения КМ будет совпадать с направлением движения ведомого элемента; при этом говорят, что КМ движется с уводом, поскольку требуемое направление V'_a отличается от факти-

ческого. Необходимая траектория поддерживается благодаря дополнительному повороту управляемых колес на угол увода.

Необходимым и достаточным условием качения колеса с уводом является наличие только двух факторов — эластичности колеса и боковой силы, стремящейся сдвинуть КМ с траектории вбок, причем присутствие первого фактора не обсуждается. Учитывая, что боковая сила является атрибутом движения по многим причинам (кроме тривиальных, например, несимметричность динамических параметров по ветвям привода), КМ даже при неповорнутых колесах движется с уводом. Таким образом, качественная картина движения КМ на повороте или по прямой при наличии боковой силы одинакова — колесо всегда катится с уводом.

Явление увода определяет одно из существенных свойств автомобиля — поворачиваемость. Рассмотрим рис. 3, *b*. Здесь показаны два случая прямолинейного движения с уводом под действием боковой силы P_b , причем на рисунке слева угол увода задних колес больше угла увода передних $\delta_2 > \delta_1$. При этом центр поворота находится с противоположной стороны корпуса КМ по отношению к силе P_b , действующей в ц.м. Центробежная сила $P_{\text{ц}}$ в рассматриваемом случае направлена в ту же сторону, что и P_b . Суммарное действие этих сил увеличивает углы увода и при данном их соотношении уменьшает радиус кривизны, что провоцирует увеличение $P_{\text{ц}}$, дальнейшее увеличение углов увода, уменьшение радиуса кривизны, и т. д. до тех пор, пока не наступит потеря боковой устойчивости, либо не изменятся параметры движения, например, до безопасной уменьшится скорость. На правом рисунке соотношение углов увода противоположное $\delta_2 < \delta_1$. Вследствие этого силы $P_{\text{ц}}$ и P_b направлены в разные стороны, что, наоборот, способствует уменьшению углов увода со всеми положительными последствиями. Говорят, что при $\delta_2 > \delta_1$ КМ обладает избыточной поворачиваемостью, а при $\delta_2 < \delta_1$ — недостаточной. Если $\delta_2 = \delta_1$, то машина имеет нейтральную поворачиваемость. Из сказанного ясно, что избыточная поворачиваемость не способствует улучшению управляемости и устойчивости движения.

Угол $\delta_{i,b,h}$ увода можно определить через боковую реакцию $R_{yi,b,h}$ шины:

$$\delta_{i,b,h} = R_{yi,b,h}/k_{yi,b,h}, \quad (10)$$

Рис. 3. Движение автомобиля с уводом:

a — качение колеса с уводом; *б* — иллюстрация различных видов поворачиваемости

где $k_{y_{i \text{ в,н}}}$ — коэффициент сопротивлению боковому уводу. Он равен боковой силе, вызывающей увод в 1 радиан, отсюда размерность Н/рад. Величина коэффициента k_y зависит от весьма значительного количества конструктивных факторов шины, колеса и подвески, влияние многих из которых до конца пока не изучено. Считается, что в наибольшей мере на k_y влияют величина давления воздуха вшине и нормальная реакция R_z . Радиальные шины с металлокордом имеют на 30—50 % больший коэффициент сопротивления уводу, чем шины с нейлоновым или текстильным кордом, поскольку первые имеют большую жесткость в поперечном направлении. Для камерных и бескамерных шин величина коэффициента k_y практически одинакова, а его диапазон изменяется от 40 000 до 85 000 Н/рад, причем левая граница справедлива для легковых автомобилей, а правая — для грузовых машин и автобусов (для шин армейских грузовиков и бронетранспортеров $k_y = 130 000$ Н/рад).

Так как реакции $R_{yi \text{ в,н}}$ имеют упруго-демпфирующую природу, то согласно (10) углы $\delta_{i \text{ в,н}}$ увода при движении также носят переменный характер. Это обуславливает изменение их соотношения как по бортам, так и по осям. На рис. 4, *a* представлены зависимости изменения угла увода шин колес внутреннего борта КМ МАЗ-5335. При этом возмущающим фактором являлось неравенство расстояний $b_{y_{\text{л,п}}}$. Как видим, величины углов увода переднего и заднего колес кроме начального периода входа в поворот изменяются в противофазе, т. е. в некоторые промежутки времени $\delta_1 \text{ в} > \delta_2 \text{ в}$, а в другие $\delta_1 \text{ в} < \delta_2 \text{ в}$. Отсюда следует, что избыточная или недостаточная поворачиваемость не является постоянным во времени свойством для одной и той же машины.

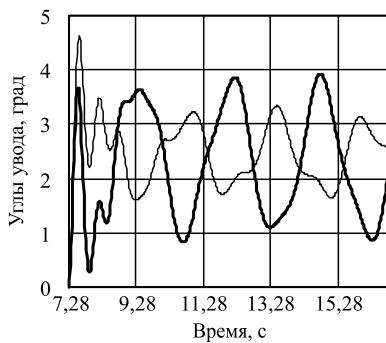


Рис. 4. Автомобиль МАЗ-5335, динамика углов увода колес левого борта:

a — несимметричная схема при $b_{y\text{л}} = 0,9$, $b_{y\text{п}} = 1,1$ м; *б* — симметричная схема $b_{y\text{л}} = b_{y\text{п}} = 1,0$ м. Поворот налево при изменении угла γ от 0 до $\pi/2$; скорость входления в поворот 30 км/ч; радиус поворота 50 м; угол косогора равен нулю; $k_{y1 \text{ в,н}} = 80 000$ Н/рад; $k_{y2 \text{ в,н}} = 160 000$ Н/рад; тонкая кривая — угол увода переднего колеса, жирная — заднего

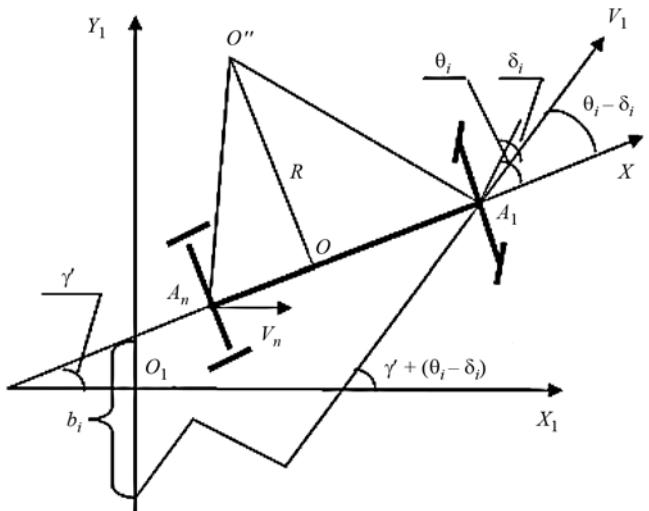


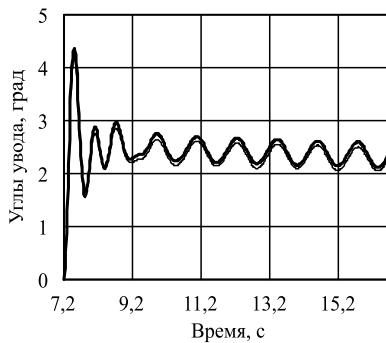
Рис. 5. К определению координат точки O''

Расчеты показывают, что динамическое перераспределение углов увода наблюдается только при несимметричности каких-либо параметров по бортам (кроме справедливого для рис. 4, *a* неравенства $b_{y\text{л}} \neq b_{y\text{п}}$, то же самое происходит, например, при $r_{ki\text{ л}} \neq r_{ki\text{ п}}$). При симметрично-поперечной схеме подвески процесс протекает эквидистантно (рис. 4, *б*) и для данной машины при почти равных величинах углов увода передних и задних колес. Однако здесь следует иметь в виду, что подобные рафинированные условия движения в практике невозможны.

Изменение углов увода во времени означает неизменность траектории, оцениваемое изменением координат точки O' центра поворота на плоскости $Y_1O_1X_1$ (на рис. 1, *a* она переместилась в точку O'' , находящуюся на пересечении перпендикуляров, восстановленных от направлений, соответствующих качению с уводом) и величины динамического радиуса поворота. Зная углы θ_i , δ_i и γ' , покажем алгоритм нахождения изменяющихся координат точки O' .

Сначала определяются положения точек A_i (рис. 5) центров осей в координатах $Y_1O_1X_1$: $y_{Ai} = y_o \mp b_{xi} \sin \gamma'$, $x_{Ai} = x_o \mp b_{xi} \cos \gamma'$, где b_{xi} — расстояние от точки O до i -й оси (рассуждения будем проводить для i -й точки, приняв за нее точку A_1 ; знак “—” используется для осей, расположенных сзади точки O ; знак “+” — для остальных).

Затем рассчитываются углы между направлением вектора V_i и осями X_1 и X_1 : $\theta_i - \delta_i$, $\gamma' + (\theta_i - \delta_i)$. Зная координаты



ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

y_{Ai} , x_{Ai} и угол $\gamma' + (\theta_i - \delta_i)$, определяем расстояние $b_i = y_{Ai} - k_i x_{Ai}$, где $k_i = \operatorname{tg}[\gamma' \mp (\theta_i - \delta_i)]$, и составляем уравнения прямых, проходящих через точки A_i и совпадающих с векторами V_i : $y = k_i x + b_i$. Координаты $y_{o''}$ и $x_{o''}$ точки O'' на плоскости $Y_1O_1X_1$ находят на пересечении перпендикуляров векторам V_i , восстановленных из крайних точек A_1 и A_n , из решения системы:

$$\begin{aligned} y_{o''} &= k'_1 x_{o''} + b'_1; \\ y_{o''} &= k'_n x_{o''} + b'_n; \end{aligned}$$

где $k'_i = -1/\operatorname{tg}[\gamma' + (\theta_i - \delta_i)]$, $b'_i = y_{Ai} - k'_i x_{Ai}$.

Зная координаты точек O'' и O , определяется длина радиуса R поворота:

$$R = \sqrt{(x_{o''} - x_o)^2 + (y_{o''} - y_o)^2}. \quad (11)$$

И, наконец, через известные координаты любой точки A_i центров осей, например, первой оси, рассчитываются координаты точки С ц.м.:

$$y_c = y_{A_1} - b_{x_1} \sin \gamma',$$

$$x_c = x_{A_1} - b_{x_1} \cos \gamma',$$

а затем расстояние между точками С и О

$$b_{xc} = \sqrt{(x_o - x_c)^2 + (y_o - y_c)^2}.$$

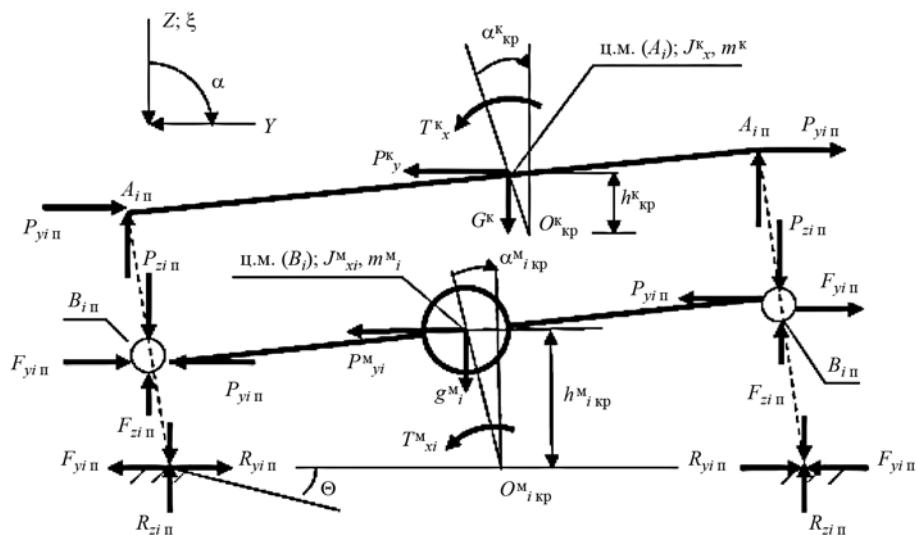


Рис. 6. К составлению СОДУ (15)–(20): распределение на криволинейной траектории внутренних сил P и F на корпусе и мостах, находящихся под действием внешних сил, приложенных в ц.м.; внутренние связи отброшены и заменены силами

Классическая теория автомобиля при изучении управляемости использует метод кинетостатики. В этом и в других случаях, когда пренебрегается динамикой системы в боковом направлении или тем более динамикой системы в целом, решение частной задачи определения координат центра поворота и величины R (и подчиненной ей общей задачи управляемости) становится неадекватным, поскольку эти параметры зависят от нестационарных углов увода и поэтому должны переопределяться в каждый момент времени. В то же время, эта задача, как показано, успешно решается в динамической модели движения по кривой.

Система (6) описывает мосты и корпус на криволинейной траектории как единое целое. Однако в ряде случаев, например, при разработке систем стабилизации корпуса, что актуально для ствольных БКМ, следует учитывать УДС между мостами и корпусом. Под действием боковых сил P_y мосты и корпус не только смещаются в сторону действия этих сил, но и получают боковой крен со сдвигом ц.м. в том же направлении. При этом силы P_{yi}^M и P_y^K , а также силы тяжести мостов g_i^M и корпуса G^K (рис. 6) образуют моменты относительно центра крена мостов и оси крена корпуса, равные: $T_{P_{yi}^M} = -P_{yi}^M h_{i \text{ kp}}^M$ и $T_{P_y^K} = -P_y^K h_{\text{kp}}^K$, $T_{g_i^M} = -g_i^M h_{i \text{ kp}}^M (\pm \operatorname{tg} \alpha_{i \text{ kp}}^M \cos \Theta + \sin \Theta)$ и $T_{G^K} = -G^K h_{\text{kp}}^K (\pm \operatorname{tg} \alpha_{\text{kp}}^K \cos \Theta + \sin \Theta)$ для i -го моста и корпуса соответственно. Здесь h_{kp} — плечо крена, равное расстоянию по нормали к опорной поверхности от текущего положения ц.м. тела до центра крена; в скобках в первом слагаемом знак "+" используется при $\Theta < \alpha_{\text{kp}}$ и наоборот.

Ось крена корпуса — это мгновенная ось его вращения, лежащая в вертикальной продольной центральной плоскости машины, как и ее продольная ось. Ось крена проходит через точки центров крена корпуса (на рис. 6 одна из них, лежащая в плоскости i -го моста, обозначена O_{kp}^K); при этом различают угол α_{kp} крена, образованный вертикалью, проходящей через центр крена и линией, соединяющей его с текущим положением ц.м. тела.

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Расположение точек центров крена зависит от схемы и размеров направляющего аппарата. Например, у рессорной зависимой подвески центр крена лежит в плоскости моста на поперечной прямой, соединяющей выпрямленные под нагрузкой коренные листы; у независимых подвесок — на двух параллельных рычагах; у торсионной — центр крена находится на уровне опорной поверхности. У двухосных машин направляющие аппараты необязательно одинаковы, и тогда центры крена лежат на разной высоте, а ось крена проходит в продольной плоскости под углом. Если схемы всех подвесок одинаковы, то ось крена корпуса горизонтальна. Методика определения положения центров и оси крена корпуса известна и не является предметом динамической теории. Мосты не имеют протяженности вдоль продольной оси и поэтому обладают только центрами крена; будем полагать, что центр крена любого i -го моста лежит в плоскости дороги в точке $O_i^M_{kp}$ (см. рис. 6). Учитывая сказанное, считаем величины h_{kp} как для корпуса, так и для мостов известными.

Составим ДУ крена мостов и корпуса при повороте налево в тяговом режиме. При этом можно поступить по-разному. Можно учитывать крен и угловое движение в поперечной плоскости совместно или, используя принцип суперпозиции, оставить уравнения (10) — (14)* или их раскрытый вид (29) — (33)* без изменения. Будем использовать второй вариант, при котором к независимым координатам γ , Z , α^K , α_i^M , ξ_i этих уравнений добавим координаты β и y из (6), разделив их между мостами β_i^M , y_i^M и корпусом β^K , y^K , а также α_{kp}^M и α_{kp}^K крена мостов и корпуса.

Сначала, как и при выводе уравнений (29) — (33)* определим перемещения точек $A_{i,l,p}$ и $B_{i,l,p}$ (см. рис. 6), вызываемые боковым перемещением и креном корпуса и мостов. Под действием боковых сил P_y^K и P_{yi}^M упругие элементы подвески и шины получают угловую боковую деформацию крена, которую можно разложить на вертикальную и горизонтальную составляющие вдоль осей Z и Y соответственно. Дополнительное вертикальное смещение упругих элементов подвески и шины определяется в виде:

$$\mp b_{y,l,p} \sin \alpha_{kp}^K + h_{kp}^K \operatorname{tg}^2 \alpha_{kp}^K$$

и $\mp b'_{yi,l,p} \sin \alpha_{i,kp}^M + h_{i,kp}^M \operatorname{tg}^2 \alpha_{i,kp}^M$.

Здесь знак “—” используется для подвесок внутреннего борта, “+” — внешнего. Тогда перемещения и скорости этих точек равны:

$$\left. \begin{aligned} A_{Ai,l,p} &= Z_{Ai} \mp b_{y,l,p} \sin \alpha_{kp}^K + h_{kp}^K \operatorname{tg}^2 \alpha_{kp}^K; \\ \dot{Z}_{Ai,l,p} &= \dot{Z}_{Ai} \mp b_{y,l,p} \cos \alpha_{kp}^K \dot{\alpha}_{kp}^K + \\ &\quad + h_{kp}^K 2 \operatorname{tg} \alpha_{kp}^K \dot{\alpha}_{kp}^K / \cos \alpha_{kp}^K; \\ \xi_{Bi,l,p} &= \xi_i \mp b_{y,i,l,p} \sin \alpha_{i,kp}^M + h_{i,kp}^M \operatorname{tg}^2 \alpha_{i,kp}^M; \\ \dot{\xi}_{Bi,l,p} &= \dot{\xi}_i \mp b'_{yi,l,p} \cos \alpha_{i,kp}^M \dot{\alpha}_{i,kp}^M + \\ &\quad + h_{i,kp}^M 2 \operatorname{tg} \alpha_{i,kp}^M \dot{\alpha}_{i,kp}^M / \cos^2 \alpha_{i,kp}^M. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Выражения (22) — (25)* можно оставить, но учесть их новое содержание.

Вдоль оси Y по аналогии с (4) перемещения точек A_i равны $y_{Ai} = y^K \mp b_{xi} \sin \beta^K$; мосты не имеют протяженности по оси X , поэтому $y_{Bi} = y^M_i$. При этом дополнительные боковые деформации от крена равны $h_{kp}^K \operatorname{tg} \alpha_{kp}^K$ и $h_{i,kp}^M \operatorname{tg} \alpha_{i,kp}^M$. Тогда перемещения и скорости точек $A_{i,l,p}$, $B_{i,l,p}$ (перемещения и скорости деформаций упругих элементов подвески и шин) определяются в виде:

$$\left. \begin{aligned} y_{Ai,l,p} &= y_{Ai} + h_{kp}^K \operatorname{tg} \alpha_{kp}^K; \\ \dot{y}_{Ai,l,p} &= \dot{y}_{Ai} + h_{kp}^K \dot{\alpha}_{kp}^K / \cos^2 \alpha_{kp}^K; \\ y_{Bi,l,p} &= y_{Bi} + h_{i,kp}^M \operatorname{tg} \alpha_{i,kp}^M; \\ \dot{y}_{Bi,l,p} &= \dot{y}_{Bi} + h_{i,kp}^M \dot{\alpha}_{i,kp}^M / \cos^2 \alpha_{i,kp}^M. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

С учетом (12) и (13) силы УДС подвески и шин вдоль координат Z и Y запишутся следующим образом (направления этих сил показано на рис. 6):

$$\left. \begin{aligned} P_{zi,l,p} &= K_{z,pi,l,p} \dot{Z}_{pi,l,p} + C_{z,pi,l,p} Z_{pi,l,p}; \\ P_{yi,l,p} &= K_{y,pi,l,p} \dot{y}_{Ai,l,p} + C_{y,pi,l,p} y_{Ai,l,p}; \\ F_{zi,l,p} &= K_{z,shi,l,p} \dot{\xi}_{shi,l,p} + C_{z,shi,l,p} \xi_{shi,l,p}; \\ F_{yi,l,p} &= K_{y,shi,l,p} \dot{y}_{Bi,l,p} + C_{y,shi,l,p} y_{Bi,l,p}, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

где динамические параметры с индексами “ z ” и “ y ” характеризуют свойства УДС подвески и шин в вертикальном и боковом направлениях соответственно.

В итоге независимые координаты движения масс мостов и корпуса на криволинейной траектории определяются из следующих уравнений: координаты γ , Z , α^K , α_i^M , ξ_i из (10) — (14)* или (29) — (33)* без изменений; углы крена, угловые координаты движения вокруг оси Z и линейные вдоль оси Y из системы ДУ (15) — (20):

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

$$J_{x \text{ kp}}^K \ddot{\alpha}_{\text{kp}}^K = \left[\sum_{l=1}^n \mp P_{z_i l, \text{p}} (b_{y l, \text{p}} \cos \alpha_{\text{kp}}^K \mp h_{\text{kp}}^K \operatorname{tg} \alpha_{\text{kp}}^K) + \right] \cos \Theta - T_x^K; \quad (15)$$

$$J_{x_i \text{ kp}}^M \ddot{\alpha}_{i \text{ kp}}^M = \left[\begin{aligned} & (\mp P_{z_i l, \text{p}} \mp F_{z_i l, \text{p}}) (b'_{y i l, \text{p}} \cos \alpha_{i \text{ kp}}^M \mp h_{i \text{ kp}}^M \operatorname{tg} \alpha_{i \text{ kp}}^M) - \\ & - (P_{y i l, \text{p}} - F_{y i l, \text{p}}) (b'_{y i l, \text{p}} \sin \alpha_{i \text{ kp}}^M \mp h_{i \text{ kp}}^M) \end{aligned} \right] \cos \Theta - T_{x_i}^M; \quad (16)$$

$$J_z^K \ddot{\beta}^K = \sum_{l=1}^n \mp P_{y i l, \text{p}} b_{x i} \cos \beta + T_z^K; \quad (17)$$

$$J_{z_i}^M \ddot{\beta}_i^M = \mp P_{y i \text{ B,H}} \sin \theta_{i \text{ B,H}} b'_{y i l, \text{p}} + T_{z_i}^M; \quad (18)$$

$$m^K \ddot{y}^K = - \sum_{l=1}^m P_{y i l, \text{p}} + P_y^K; \quad (19)$$

$$m_i^M \ddot{y}_i^M = P_{y i l, \text{p}} - F_{y i l, \text{p}} + P_{y i}^M. \quad (20)$$

Правые части уравнений (15), (16), (19) и (20) составлены в соответствии с рис. 6. Учитывая, что левый борт является внутренним по отношению к МЦП, сочетание соответствующих индексов всегда "в", "л" и "н", "п". В уравнениях (15) и (16): моменты инерции масс вычисляются относительно оси и центров крена соответственно, относительно них же составляются и сами уравнения. В (15) в первом слагаемом правой части верхние знаки справедливы для левого внутреннего борта, нижние — для правого внешнего. Во втором слагаемом перед $P_{y i l, \text{p}}$ верхний знак используется, если линия действия силы расположена выше центра крена, нижний — если ниже; перед h_{kp}^K знак "+" применяется, если линия действия силы проходит выше ц.м. корпуса, знак "-" — если сила действует по линии ниже центра крена; если сила действует между ц.м. и центром крена, то круглая скобка должна быть вида $h_{\text{kp}}^K - b_{y l, \text{p}} \sin \alpha_{\text{kp}}^K$. В (16) распределение знаков аналогично с учетом того, что линии действия боковых сил всегда проходят выше центра крена. В (17) знак "-" используется для задних осей, "+" — для передних. В (18) знак "-" применяется для передних наружных и задних внутренних подвесок, "+" — для передних внутренних и задних наружных; как видим, в этих случаях знаки распределяются точно так же, как в первом и втором слагаемых верхнего уравнения (6) соответственно.

Начальные значения независимых координат α_{kp}^K , $\alpha_{i \text{ kp}}^M$, β^K , β_i^M , y^K , y_i^M — нулевые. Обобщенные внешние силовые факторы в (15)–(20): $T_x^K = T_{P_y^K} + T_{G^K} - \sum T_{\text{уд ст}i}$, где $T_{\text{уд ст}i} = C_{\text{ст}i} \alpha_{\text{ст}i} + K_{\text{ст}i} \dot{\alpha}_{\text{ст}i}$ — динамический момент стабилизатора поперечной устойчивости i -го моста, здесь угол и скорость закрутки стержня стабилизатора $\alpha_{\text{ст}i} = \arctg |\xi_{B i \text{ л}} - \xi_{B i \text{ п}}| / L$, $\dot{\alpha}_{\text{ст}i} = |\dot{\xi}_{B i \text{ л}} - \dot{\xi}_{B i \text{ п}}| / (1 + |\xi_{B i \text{ л}} - \xi_{B i \text{ п}}|^2) L$, L — длина рычага стабилизатора; $T_{x_i}^M = T_{P_{y i}^M} + T_{g_i^M} + T_{\text{уд ст}i}$; $T_z^K = \sum \mp R'_{x i \text{ B,H}} b_{y l, \text{p}}$, где $R'_{x i} = R_{x i} \cos \theta$ — продольные силы, передающиеся на корпус от направляющего аппарата подвески; $T_{z_i}^M = \mp R'_{x i \text{ B,H}} b'_{y l, \text{p}} \mp R_{x i \text{ B,H}} \cos \theta_{i \text{ B,H}} b'_{y l, \text{p}}$; $P_y^K = P_{\text{ц}}^K \cos \vartheta + P_{\text{и}}^K \sin \vartheta + G^K \sin \Theta$; $P_{y i}^M = \mp R_{x i \text{ B,H}} \sin \theta_{i \text{ B,H}} + P_{\text{ц}}^M \cos \theta_{\text{cp}i} + P_{\text{и}}^M \sin \theta_{\text{cp}i} + G_i^M \sin \Theta$. Распределение знаков: для T_z^K верхний знак справедлив для подвесок внутреннего левого борта, нижний — внешнего правого; для $T_{z_i}^M$ верхние знаки используются для подвесок внутреннего левого борта, нижние — внешнего правого; для $P_{y i}^M$ в первом слагаемом знак "+" берется для задних осей, знак "-" — для передних.

Таким образом, уравнения (15)–(20) позволяют определить углы крена по отдельности для корпуса и мостов, причем обзор научно-технической литературы показал, что аналогичных прецедентов не существует, имея в виду, что обычно неподпрессоренными массами пренебрегается.

Указанные уравнения в совокупности с (10)–(14)* или (29)–(33)* и уравнениями ДТУ [см. "Грузовик" № 6 за 2015 г.] представляют модель совместных колебаний масс корпуса, мостов и ДТУ при движении по кривой.

Многие машины обладают независимой подвеской, в которой мосты как тела, обладающие массой, отсутствуют, и поэтому говорить об их крене не при-

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

ходится. В случае независимой подвески из системы (15)–(20) следует исключить уравнения, относящиеся к мостам, а также все соотношения, формирующие за счет мостов те или иные члены оставшихся уравнений. Однако внутренние динамические силы $F_{yi\text{л,п}}$ и $F_{zi\text{л,п}}$, действующие со стороны шин на неподрессоренные массы, должны быть сохранены в том виде, в каком они показаны на схеме 6, и величины этих сил надо вычислять без учета крена, т. е. с использованием (9) и (28)* соответственно. И, наконец, вместо уравнений (32)* и (33)* для определения вертикального перемещения неподрессоренных масс следует применить уравнения (21), в которых за независимые взяты вертикальные координаты $\xi_{Bi\text{л,п}}$ точек $B_{i\text{л,п}}$ (обозначения соответствуют рис. 1*):

$$\begin{aligned} m_{i\text{л,п}} \ddot{\xi}_{Bi\text{ л,п}} + \ddot{\xi}_{Bi\text{ л,п}} (K_{pi\text{ л,п}} + K_{sh\text{ л,п}}) + \\ + \xi_{Bi\text{ л,п}} (C_{pi\text{ л,п}} + C_{sh\text{ л,п}}) \pm \dot{\alpha}^k \cos \alpha^k K_{pi\text{ л,п}} b_{y\text{ л,п}} \pm \\ \pm \sin \alpha^k C_{pi\text{ л,п}} b_{y\text{ л,п}} - \dot{Z} K_{pi\text{ л,п}} - Z C_{pi\text{ л,п}} \pm \\ \pm \dot{\gamma} \cos \gamma K_{pi\text{ л,п}} b_{xi} \pm \sin \gamma C_{pi\text{ л,п}} b_{xi} - \dot{q}_{i\text{ л,п}} K_{sh\text{ л,п}} - \\ - q_{i\text{ л,п}} C_{sh\text{ л,п}} = g_{i\text{ л,п}}, \end{aligned} \quad (21)$$

где $m_{i\text{л,п}}$ и $g_{i\text{л,п}}$ – масса и вес неподрессоренных частей подвески, сосредоточенных в точках $B_{i\text{л,п}}$; $i = 1, \dots, n$, здесь n – число осей с независимой подвеской. Таким образом, при независимой подвеске справедливы уравнения (29)–(31)*, (21), причем в первых уравнениях зависимая координата ξ_i при несимметричной поперечной схеме подвески находится с помощью приемов линейной интерполяции, а при симметричной – по соотношению $\xi_i = (\xi_{Bi\text{л}} + \xi_{Bi\text{п}})/2$.

Подводя итог, можно констатировать, что в результате создания и реализации динамической модели управляемости были определены кинематические и силовые параметры криволинейного движения, такие, как углы поворота управляемых колес, углы увода, курсовой угол, радиус поворота, боковые ре-

акции, моменты сопротивления повороту, а также другие необходимые связи. Это делает возможным решение всего комплекса задач, фигурирующих при изучении управляемости мобильных машин.

В то же время в модель управляемости самым непосредственным образом входят независимые координаты как отдельно, так и выявленные на их основе силовые факторы, полученные в результате решения динамических моделей ДТУ и подвески. Таким образом, модель управляемости становится частью глобальной модели движения, а задача управляемости решается в общем виде.

Выводы по работе

1. Научная ценность. Разработана модель движения машины на криволинейной траектории, отличающаяся:

– тем, что ее основой является динамическая пространственная модель связанных колебаний двигательно-трансмиссионной установки и подвески;

– введением уравнений, описывающих линейно-угловые колебания жесткой системы корпус–мосты на упруго-демпфирующих основаниях (шинах) в боковом направлении;

– раздельным описанием крена корпуса и мостов на повороте как в случае зависимой, так и независимой подвесок;

– почти-точным аналитическим решением задачи нахождения углов поворота внутреннего и внешнего колес.

2. Практическая ценность. Модель реализована численным методом. Это дает возможность оптимизировать величины конструктивных параметров, входящих в системы (6) и (15)–(20), по интересующим конструктора критериям, в частности, по критерию минимума угла увода шины или углов крена корпуса и мостов, нагруженности связей и т. д.

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 621.436

В. А. Марков, д-р техн. наук, профессор, **В. В. Фурман**, канд. техн. наук, ведущий
конструктор проектно-производственного предприятия "Дизельавтоматика" (г. Саратов),
С. С. Лобода, студент, МГТУ им. Н. Э. Баумана
E-mail: markov@power.bmstu.ru

РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ С ЭЛЕКТРОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ

Представлена конструкция электронной системы управления топливоподачей транспортного дизеля. Приведены результаты расчетных исследований показателей дизеля Д-50 с системой топливоподачи с электронным управлением. Показана возможность улучшения показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов при использовании исследуемой системы топливоподачи.

Ключевые слова: дизельный двигатель, система топливоподачи, система управления, оптимизация, топливная экономичность, токсичность отработавших газов.

(Рисунки на 2-й полосе обложки)

Достижение требуемых показателей транспортных дизелей невозможно без создания и совершенствования систем автоматического управления (САУ) топливоподачей. Проблематика экономного расходования топлива обусловлена продолжающимся истощением мировых запасов нефти, дефицитом нефтепродуктов и высокими ценами на моторные топлива, поэтому при совершенствовании дизелей особое внимание обращается на снижение расхода топлива. Ужесточающиеся требования к экологическим показателям двигателей способствуют скорейшему внедрению мероприятий, направленных на снижение эмиссии токсичных компонентов ОГ [1]. Для удовлетворения указанных требований необходимо дальнейшее совершенствование рабочего процесса дизелей.

Эффективным способом совершенствования рабочего процесса дизелей является управление топливоподачей [2]. Серийные отечественные системы топливоподачи не в полной мере обеспечивают требуемые законы управления топливоподачей. Поэтому необходимо проведение комплекса исследований, направленных на разработку систем электронного управления топливоподачей, определение оптимизированных характеристик управления, оценку влияния этих характеристик на показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов,

оценку эффективности использования этой системы управления.

На производственно-промышленном предприятии ООО "ППП Дизельавтоматика" (г. Саратов) разработаны системы электронного управления топливоподачей для автомобильных и автотракторных дизелей. Созданы различные варианты таких систем и для ряда тепловозных дизелей. Наибольшими функциональными возможностями обладают электронные системы с импульсным индивидуальным управлением с помощью клапанов, установленных в магистралях высокого давления топливных насосов высокого давления (ТНВД) [3]. При установке такой системы на дизель появляется возможность изменения закона подачи топлива, включая управление фазами топливоподачи, в том числе — управление углом опережения впрыскивания топлива (УОВТ). Применительно к тепловозным дизелям целесообразны разделенные системы топливоподачи с электронно-управляемым клапаном, установленным в надплунжерной полости ТНВД. Применение таких систем позволяет с минимальными конструктивными изменениями адаптировать системы электронного управления топливоподачей к современным дизелям. Для тепловозного дизеля типа Д50 (6 ЧН 31,8/33) ОАО "Пензадизельмаш" разработаны электроуправляемые

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

насосы 4ЭТН.03 с электрогидравлическими клапанами (рис. 1) системы типа ЭСУВТ.01.

Для оценки влияния параметров штатной (гидромеханической) и опытной (электронно-управляемой) ТА на топливоподачу были проведены моделирование и оптимизация процесса топливоподачи в программном комплексе (ПК) ВПРЫСК, разработанном в МГТУ им. Н. Э. Баумана профессором Л. В. Греховым [2, 4]. Расчеты произведены для номинального режима работы дизеля типа Д50 при частоте вращения кулачкового вала ТНВД $n_{\text{TH}} = 375 \text{ мин}^{-1}$ и цикловой подаче топлива $g_{\text{ц}} = 1,54 \text{ г}$. Объектом исследования являлась электронная система управления топливоподачей типа ЭСУВТ.01, которой оснащен дизель типа Д50 в составе дизель-генераторной установки 1-ПДГ4Д. При расчетах получен комплекс характеристик процессов впрыскивания и распыливания топлива. На рис. 2 приведены расчетные графики давления впрыскивания для штатной системы и для системы типа ЭСУВТ.01.

При расчетных исследованиях с использованием ПК ВПРЫСК показано, что замена штатной системы топливоподачи дизеля типа Д50 опытной системой ЭСУВТ.01 заметно изменяет закон подачи — характеристику цикловой подачи топлива по углу поворота кулачкового вала ТНВД (коленчатого вала двигателя). Это обусловлено тем, что использование в указанной системе ТНВД типа 4ЭТН.03 с электромагнитными клапанами, управляющими процессом топливоподачи приводит к трансформации характеристики давления впрыскивания — характеристики давления топлива перед распыливающими отверстиями форсунок. Расчетным путем получены характеристики штатной (гидромеханической) и опытной (электронно-управляемой) систем топливоподачи.

Полученные расчетные характеристики топливоподачи свидетельствуют о том, что при прочих равных параметрах этих двух систем при использовании системы ЭСУВТ.01 отмечен значительный прирост давления впрыскивания в начальной фазе топливоподачи и более резкий спад давления впрыскивания в заключительной фазе топливоподачи по сравнению со штатной системой. Быстрое нарастание давления впрыскивания в начале подачи и быстрый спад этого давления в конце подачи объясняется тем, что электроуправляемый клапан ТНВД системы ЭСУВТ.01 срабатывает значительно

быстрее, чем открываются и закрываются наполнительные (отсечные) окна гильзы плунжера в штатном топливном насосе высокого давления.

Такое изменение характеристики давления впрыскивания и, соответственно, закона подачи топлива, несомненно, оказывает определенное влияние и на протекание дальнейшего рабочего процесса исследуемого дизельного двигателя. Об этом, в частности, свидетельствуют многочисленные проведенные экспериментальные и расчетные исследования топливоподающих систем, используемых в дизелях различного назначения [2, 4—6].

На базе полученных расчетных данных по процессу топливоподачи тепловозного дизеля, оборудованного различной топливоподающей аппаратурой, с использованием ПК ДИЗЕЛЬ-РК проведены расчетные исследования рабочего процесса дизеля с электронным управлением топливоподачей. Используемый программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК, разработанный в МГТУ им. Н. Э. Баумана профессором А. С. Кулешовым, позволяет проводить расчетные исследования рабочего процесса практически любых двигателей внутреннего сгорания [2, 7, 8].

Объектом расчетных исследований являлся тепловозный дизельный двигатель типа Д50 (6 ЧН 31,8/33) производства ОАО "Пензадизельмаш" (Пензенский дизельный завод). Исследуемый шестицилиндровый дизель размерностью $D/S = 31,8/33$ представляет собой среднеоборотный тепловозный дизель мощностью около $N_e = 880 \text{ кВт}$ при номинальной частоте вращения $n = 750 \text{ мин}^{-1}$. Дизель с объемным смесеобразованием имеет степень сжатия $\epsilon = 12,6$ и неразделенную камеру сгорания типа Гессельман диаметром $d_{\text{kc}} = 256 \text{ мм}$ и глубиной КС по периферии — 27 мм. Надпоршневой зазор принят равным 1 мм. Дизель оснащен системой газотурбинного наддува, обеспечивающей на номинальном режиме давление наддувочного воздуха около 1,6 бар (абсолютное) и его температуру не более 338 К. В камере сгорания образуется вихревое движение воздуха с вихревым отношением, равным 1,773 при нахождении поршня вблизи ВМТ. Распылитель многосопловой форсунки системы топливоподачи дизеля типа Д50 выполнен с числом распыливающих отверстий $i_p = 9$ диаметром $d_p = 0,38 \text{ мм}$. При расчетных исследованиях статический УОВТ не изменялся и был равен $\theta = 24^\circ$ поворота коленчатого вала до ВМТ.

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

При расчетных исследованиях изучено два типа систем топливоподачи. Первая исследуемая система — штатная система топливоподачи дизеля типа Д50 с ТНВД, нагнетательными топливопроводами и многосопловыми форсунками. В этой системе топливоподачи дозирование топлива, подаваемого форсункой в камеру сгорания дизеля, осуществлялось дозирующей рейкой, управляемой центробежным регулятором частоты вращения. Вторая исследуемая система — это опытная система электронного управления топливоподачей типа ЭСУВТ.01, разработанная производственно-промышленным предприятием ООО "ППП Дизельавтоматика" (г. Саратов). Работа этой системы топливоподачи основана на дозировании топлива с помощью электромагнитного клапана, установленного в полости высокого давления секции ТНВД — в его надплунжерной полости.

В качестве исследуемого фактора влияния этих систем топливоподачи на рабочий процесс дизеля типа Д50 принято изменение закона подачи топлива и характеристики давления впрыскивания при переходе от штатной системы топливоподачи с гидромеханической системой управления к опытной системе топливоподачи с системой электронного управления типа ЭСУВТ.01. При расчетных исследованиях этих двух систем топливоподачи с использованием ПК ВПРЫСК получен целый комплекс параметров и характеристик процесса топливоподачи, осуществляемого штатной и опытной системами топливоподачи. Среди этих характеристик — характеристика давления впрыскивания (давления топлива перед распыливающими отверстиями форсунки) и характеристика подачи топлива (закон подачи), которые

были использованы при расчетах рабочего процесса с использованием ПК ДИЗЕЛЬ-РК. Эти законы подачи топлива, соответствующие номинальному режиму работы дизеля типа Д50 с частотой вращения коленчатого вала $n = 750 \text{ мин}^{-1}$ и цикловой подачей топлива $g_{ц} = 1,54 \text{ г}$, представлены на рис. 3 и 4. При расчетных исследованиях с использованием программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК эти законы подачи задавались в табличной форме, приведенной в табл. 1 и 2.

Расчетные исследования показателей рабочего процесса тепловозного дизеля типа Д-50, работающего на номинальном режиме, проведены с использованием ПК ДИЗЕЛЬ-РК. Основные результаты этих расчетов для дизеля типа Д50 со штатной и опытной системами топливоподачи сведены в табл. 3 и 4.

Установка на дизель типа Д50 опытной системы топливоподачи позволила заметно улучшить показатели процессов распыливания топлива и смесеобразования на номинальном режиме. Так, замена штатной системы топливоподачи на опытную систему с электронным управлением топливоподачей типа ЭСУВТ.01 позволила сократить продолжительность топливоподачи с 31,2 до 29,9 град. поворота коленчатого вала, увеличить максимальное давление впрыскивания — от 924,8 до 1163,7 бар, уменьшить средний диаметр капель по Заутеру — с 25,89 до 23,23 мкм (см. табл. 3). Такое улучшение названных показателей должно благоприятно отразиться на характеристиках протекания рабочего процесса.

Результаты расчета показателей дизеля типа Д50, работающего на номинальном режиме ($n = 750 \text{ мин}^{-1}$ и $g_{ц} = 1,54 \text{ мм}^3$), показали, что на этом режиме мощностные показатели исследуемого дизеля

Таблица 1

Закон подачи топлива дизеля Д50 со штатной системой топливоподачи на номинальном режиме с частотой вращения $n = 750 \text{ мин}^{-1}$ и цикловой подачей $g_{ц} = 1,54 \text{ г}$

Угол поворота вала ϕ , град. п.к.в.	Скорость впрыскивания, $\text{м}^3/\text{с}$	Угол поворота вала ϕ , град п.к.в.	Скорость впрыскивания, $\text{м}^3/\text{с}$	Угол поворота вала ϕ , град. п.к.в.	Скорость впрыскивания, $\text{м}^3/\text{с}$
0,000	0,000	10,435	$27,355 \cdot 10^{-7}$	20,870	$28,222 \cdot 10^{-7}$
1,304	$10,214 \cdot 10^{-7}$	11,739	$25,350 \cdot 10^{-7}$	22,174	$26,994 \cdot 10^{-7}$
2,609	$19,795 \cdot 10^{-7}$	13,043	$26,165 \cdot 10^{-7}$	23,478	$26,765 \cdot 10^{-7}$
3,913	$25,924 \cdot 10^{-7}$	14,348	$26,778 \cdot 10^{-7}$	24,783	$26,657 \cdot 10^{-7}$
5,217	$26,417 \cdot 10^{-7}$	15,652	$26,908 \cdot 10^{-7}$	26,087	$24,022 \cdot 10^{-7}$
6,522	$26,994 \cdot 10^{-7}$	16,957	$28,334 \cdot 10^{-7}$	27,391	$18,714 \cdot 10^{-7}$
7,826	$26,881 \cdot 10^{-7}$	18,261	$29,765 \cdot 10^{-7}$	28,696	$10,085 \cdot 10^{-7}$
9,130	$27,737 \cdot 10^{-7}$	19,565	$27,844 \cdot 10^{-7}$	30,000	0,000

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Таблица 2

**Закон подачи топлива дизеля Д50 с опытной системой топливоподачи на номинальном режиме
с частотой вращения $n = 750 \text{ мин}^{-1}$ и цикловой подачей $g_{\text{ц}} = 1,54 \text{ г}$**

Угол поворота вала φ , град п.к.в.	Скорость впрыскивания, $\text{м}^3/\text{с}$	Угол поворота вала φ , град п.к.в.	Скорость впрыскивания, $\text{м}^3/\text{с}$	Угол поворота вала φ , град п.к.в.	Скорость впрыскивания, $\text{м}^3/\text{с}$
0,000	0,000	10,435	$28,656 \cdot 10^{-7}$	20,870	$30,723 \cdot 10^{-7}$
1,304	$19,416 \cdot 10^{-7}$	11,739	$26,986 \cdot 10^{-7}$	22,174	$30,601 \cdot 10^{-7}$
2,609	$26,764 \cdot 10^{-7}$	13,043	$28,921 \cdot 10^{-7}$	23,478	$30,480 \cdot 10^{-7}$
3,913	$27,853 \cdot 10^{-7}$	14,348	$27,963 \cdot 10^{-7}$	24,783	$30,003 \cdot 10^{-7}$
5,217	$27,240 \cdot 10^{-7}$	15,652	$28,080 \cdot 10^{-7}$	26,087	$29,404 \cdot 10^{-7}$
6,522	$28,321 \cdot 10^{-7}$	16,957	$29,401 \cdot 10^{-7}$	27,391	$24,000 \cdot 10^{-7}$
7,826	$27,842 \cdot 10^{-7}$	18,261	$30,962 \cdot 10^{-7}$	28,696	$14,411 \cdot 10^{-7}$
9,130	$28,957 \cdot 10^{-7}$	19,565	$30,960 \cdot 10^{-7}$	30,000	0,000

Таблица 3

**Показатели процессов распыливания топлива, смесеобразования и сгорания дизеля Д50
со штатной и опытной системами топливоподачи на номинальном режиме
с частотой вращения $n = 750 \text{ мин}^{-1}$ и цикловой подачей $g_{\text{ц}} = 1,54 \text{ г}$**

Тип системы топливоподачи	Продолжительность топливоподачи, град.	Максимальное давление впрыска, бар	Средний диаметр капель по Заутеру, мкм	УОВТ (угол начала подъема иглы форсунки), град.	Коэффициент избытка воздуха	Эффективная мощность двигателя, кВт
Штатная система	31,2	924,8	25,89	15,8	2,0	880,2
Опытная система	29,9	1163,7	23,23	16,7	2,0	882,4

со штатной и опытной системами топливоподачи оказались примерно одинаковыми — его эффективная мощность N_e была равна соответственно 880,2 и 882,4 кВт (см. табл. 3). При этом эффективные показатели двигателя, оснащенного опытной системой топливоподачи, улучшились по сравнению с дизелем со штатной системой топливоподачи — удельный эффективный расход топлива g_e снизил-

ся с 205,1 до 203,9 г/(кВт · ч), а эффективный КПД дизеля η_e возрос с 0,413 до 0,415 соответственно (см. табл. 4).

При установке опытной системы электронного управления топливоподачей типа ЭСУВТ.01 дымность ОГ K_x (показатель ослабления светового потока) дизеля типа Д50, работающего на номинальном режиме, уменьшилась с 0,460 до 0,435 м⁻¹ (приве-

Таблица 4

**Показатели топливной экономичности, дымности и токсичности ОГ дизеля Д50
со штатной и опытной системами топливоподачи на номинальном режиме
с частотой вращения $n = 750 \text{ мин}^{-1}$ и цикловой подачей $g_{\text{ц}} = 1,54 \text{ г}$**

Тип системы топливоподачи	Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт · ч)	Эффективный КПД двигателя	Дымность ОГ (показатель ослабления светового потока), м ⁻¹	Дымность ОГ (приведенный коэффициент ослабления светового потока), % по шкале Хартриджа	Концентрация оксидов азота в ОГ, ppm	Удельный массовый выброс оксидов азота, г/(кВт · ч)
Штатная система	205,1	0,413	0,460	18,0	1301,0	15,42
Опытная система	203,9	0,415	0,435	17,0	1322,0	15,63

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

денный коэффициент ослабления светового потока снизился при этом с 18 до 17 % по шкале Хартриджа).

Повышение эффективности процесса сгорания дизеля типа Д50 с опытной системой с электронным управлением топливоподачей типа ЭСУВТ.01 привело к небольшому росту содержания в ОГ оксидов азота C_{NO_x} на номинальном режиме. Так, при замене штатной системы топливоподачи на опытную систему концентрация оксидов азота в ОГ дизеля C_{NO_x} увеличилась с 1301 до 1322 ppm. В результате удельный массовый выброс оксидов азота на этом режиме (отнесенный к единице вырабатываемой двигателем мощности) e_{NO_x} возрос с 15,42 до 15,63 г/(кВт · ч). Однако такой небольшой рост эмиссии с ОГ оксидов азота может быть легко скомпенсирован при оптимизации значений угла опережения впрыскивания топлива, которую позволяет реализовать опытная система электронного управления топливоподачей типа ЭСУВТ.01.

В заключение анализа полученных расчетных показателей процессов распыливания топлива, смесеобразования и сгорания, а также показателей топливной экономичности, дымности и токсичности ОГ дизеля Д50 со штатной и опытной системами топливоподачи следует отметить, что они хорошо коррелируются с экспериментальными и расчетными данными, приведенными в работах [4, 9]. В частности, полученные расчетные данные по удельному эффективному расходу топлива — $g_e = 203,9 \text{ г}/(\text{kBt} \cdot \text{ч})$ и эффективной мощности — $N_e = 882,4 \text{ кВт}$ дизеля типа Д50 с опытной системой с электронным управлением топливоподачей типа ЭСУВТ.01 хорошо согласуются с экспериментальными данными работы [9], полученными на моторном стенде дизеля типа Д50 ($g_e = 204,1 \text{ г}/(\text{kBt} \cdot \text{ч})$ и $N_e = 882,35 \text{ кВт}$). Различия этих расчетных и экспериментальных данных не превышают 0,1 %. Можно также отметить хорошее совпадение аналогичных данных и для других параметров и характеристик — продолжительности и максимальному давлению впрыскивания, дымности ОГ, содержанию в ОГ оксидов азота.

В целом полученные расчетные данные подтверждают возможность улучшения показателей рабочего процесса исследуемого дизеля — показателей процессов распыливания топлива, смесеобразования и сгорания дизеля Д50 при установке опытной системы с электронным управлением топливоподачей типа

ЭСУВТ.01 за счет трансформации закона подачи топлива и увеличения давления впрыскивания. Однако улучшение показателей топливной экономичности, дымности и токсичности ОГ, обусловленное этими факторами, не очень значительное. В частности, при замене штатной системы топливоподачи опытной системой (при переходе от закона подачи штатной системы к закону топливоподачи опытной системы) удельный эффективный расход топлива g_e на номинальном режиме снизился с 205,1 до 203,9 г/(кВт · ч), т. е. примерно на 0,6 %. Более значимым фактором, позволяющим заметно улучшить показатели топливной экономичности, а также токсичности ОГ, является возможность реализации оптимизированных законов управления углом опережения впрыскивания топлива, которую обеспечивает опытная система с электронным управлением топливоподачей типа ЭСУВТ.01. Это подтверждается приведенными в работе [9] результатами моторных испытаний дизеля типа Д50 со штатной и опытной системами топливоподачи. Так, применение системы ЭСУВТ.01 на дизеле типа Д50 позволило снизить удельный эффективный расход топлива на 3,5—17 % на позициях контроллера от 0 до 3 и на 0,9 % — на четвертой и пятой позициях контроллера при оптимальных значениях УОВТ по сравнению с серийной системой топливоподачи.

Заключение

1. Разработана опытная система топливоподачи с системой электронного управления топливоподачей типа ЭСУВТ.01, предназначенная для установки ее вместо штатной системы топливоподачи дизеля Д50. В качестве исследуемого фактора влияния этих систем топливоподачи на рабочий процесс дизеля типа Д50 принято изменение закона подачи топлива и характеристики давления впрыскивания при переходе к опытной системе топливоподачи.

2. Проведенные с использованием программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК расчетные исследования показали, что установка опытной системы топливоподачи заметно улучшает показатели процессов распыливания топлива и смесеобразования дизеля типа Д50 на номинальном режиме. Замена штатной системы топливоподачи на опытную систему с электронным управлением топливоподачей типа ЭСУВТ.01 позволила сократить продолжительность топливоподачи с 31,2 до 29,9 град. поворота коленчатого вала,

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

увеличить максимальное давление впрыскивания — от 924,8 до 1163,7 бар, уменьшить средний диаметр капель по Заутеру — с 25,89 до 23,23 мкм.

3. Результаты расчета показателей дизеля типа Д50, работающего на номинальном режиме, показали, что мощностные показатели дизеля со штатной и опытной системами топливоподачи оказались примерно одинаковыми — его эффективная мощность N_e была равна соответственно 880,2 и 882,4 кВт. При этом эффективные показатели дизеля с опытной системой топливоподачи улучшились по сравнению с дизелем со штатной системой топливоподачи — удельный эффективный расход топлива g_e снизился с 205,1 до 203,9 г/(кВт · ч), а эффективный КПД дизеля η_e возрос с 0,413 до 0,415.

4. При установке опытной системы электронного управления топливоподачей типа ЭСУВТ.01 дымность ОГ K_x (показатель ослабления светового потока) дизеля типа Д50, работающего на номинальном режиме, уменьшилась с 0,460 до 0,435 м⁻¹ (приведенный коэффициент ослабления светового потока снизился при этом с 18 до 17 % по шкале Хартриджа).

5. Повышение эффективности сгорания дизеля Д50 с опытной системой типа ЭСУВТ.01 привело к небольшому росту содержания в ОГ оксидов азота C_{NO_x} на номинальном режиме. Так, при замене штатной системы топливоподачи на опытную систему концентрация оксидов азота в ОГ дизеля C_{NO_x} увеличилась с 1301 до 1322 ppm. Такой небольшой рост эмиссии СОГ оксидов азота компенсируется при оптимизации значений УОВТ, которую реализует опытная система топливоподачи. Однако улучшение показателей топливной экономичности, дымности и токсичности ОГ, обусловленное влиянием закона подачи топлива, не очень значительное. Более значимым фактором является возможность реализации

оптимизированных законов управления УОВТ при использовании опытной системы топливоподачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И. Токсичность отработавших газов дизелей. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 376 с.
2. Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А. Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для вузов. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2004. — 344 с.
3. Фурман В. В. Система топливоподачи с электронным управлением для дизеля // Грузовик. — 2014. — № 9. — С. 10—14.
4. Расчетные исследования электронной системы управления топливоподачей дизеля / Л. В. Грехов, В. А. Марков, В. В. Фурман и др. // Грузовик. — 2012. — № 11. — С. 21—27.
5. Марков В. А., Девянин С. Н., Мальчук В. И. Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 360 с.
6. Рабочие процессы, конструкция и основы расчета энергетических установок с двигателями внутреннего сгорания: Учебник для вузов / Ю. М. Крохотин, Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. — Воронеж: Воронежская государственная лесотехническая академия, 2011. — 600 с.
7. Кулешов А. С., Грехов Л. В. Расчетное формирование оптимальных законов управления дизелями на традиционных и альтернативных топливах // Безопасность в техносфере. — 2007. — № 5. — С. 30—32.
8. Kuleshov A. S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model and its Application for Matching the Injector Design with Piston Bowl Shape // SAE Technical Paper Series. — 2007. N. 2007-01-1908. P. 1—10.
9. Марков В. А., Фурман В. В., Миронов В. А. Экспериментальные исследования электронной системы управления топливоподачей тепловозного дизеля // Известия вузов. Машиностроение. — 2012. — № 1. — С. 38—48.

"КАМАЗ" увеличивает зарплату

ПАО "КАМАЗ" (входит в Госкорпорацию Ростех) на 2,5 процента увеличивает размер минимальной тарифной ставки для всех своих сотрудников.

С 1 сентября 2015 года минимальная тарифная ставка увеличена с 5970 до 6120 рублей. Решение о повышении было принято генеральным директором "КАМАЗа" Сергеем Когогиным и руководством профкома компании в целях соблюдения социальных гарантий и установленных на 2015 год нормативов на оплату труда.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

УДК 629.113

Дэн Чэнгун, аспирант, МАДИ

E-mail: 605661710@mail.ru

РОЛЬ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПОНЕНТНОГО РАЗВИТИЯ ЭКОНОМИКИ КНР

В статье дан анализ развития автомобильной промышленности Китая. В эволюции автомобильной промышленности КНР, в зависимости от целей и задач, поставленных государством по развитию отрасли, автором выделено пять этапов развития автомобильной промышленности Китая и показано насколько важную роль играет эта отрасль промышленности в процессе развития экономики страны.

Ключевые слова: автомобильная промышленность, экономика страны, Китай.

Роль автомобильной промышленности в современной национальной экономике, а также перспективы развития этой отрасли, зависят от того, какое место занимает автомобильный транспорт в инфраструктуре страны, общей его ролью в социально-экономическом развитии страны. Автомобилестроение напрямую воздействует на научно-технический прогресс. В свою очередь, показатель обеспеченности легковыми автомобилями свидетельствует о покупательной способности населения, а значит, и об уровне жизни.

Эволюция мирового автомобилестроения показала, что на современном этапе эта отрасль стала действительно глобальной, влияющей на развитие других отраслей мировой промышленности и экономики. В совокупности эти отрасли способствуют достаточно высокому уровню занятости в развитых странах, являющихся основными центрами автомобилестроения. В указанной группе стран вклад автомобилестроения в ВВП составляет около 10 % [1].

История автомобилестроения в КНР существенно отличается от особенностей эволюционного развития других отраслей промышленности этой страны, связанных с производством массовой продукции. Дело в том, что большую часть потребительских товаров КНР стал экспорттировать уже тогда, когда внутренний рынок страны был достаточно узок. Производство автомобилей в КНР, напротив, стало интенсивно развиваться лишь в последние полтора десятилетия, в условиях роста доходов населения и увеличения внутреннего спроса со стороны населения на автомобили. В 2013 г. в Китае было произведено свыше 22 млн автомобилей. Кроме того, автомобильная промышленность продолжает демонстрировать высокие темпы прироста, которые

выше, чем прирост ВВП страны (в 2013 г. прирост производства автомобилей составил 14,7 % [1], тогда как прирост ВВП — лишь 8,3 %). Очевидно, что успехи автомобильной промышленности связаны с благоприятной экономической конъюнктурой в стране. При этом, как указывается в исследованиях, при таких высоких темпах роста автомобильные корпорации КНР были не заинтересованы в выходе на конкурентные рынки США и ЕС, стагнирующие в последние годы.

Более того, в отличие от Японии и Южной Кореи, китайскими автомобилями являются как местного производства, так и все завезенные автомобили, производимые за рубежом. На последние приходится свыше 70 % продаж.

В эволюции автомобильной промышленности КНР, в зависимости от целей и задач, поставленных государством по развитию отрасли, автор выделяет следующие периоды.

Этап 1. Пятидесятые — шестидесятые годы

Развитие автомобильной промышленности КНР на основе ориентации на потребности ВПК. История китайской автомобильной промышленности начинается с 1953 г., когда был основан первый автомобильный завод в г. Чанчуне (провинция Цзилинь). 1956 г. можно считать годом рождения автопрома КНР, когда в г. Чанчунь при участии советских специалистов завода FAW (First Automobile Works — Первый автомобильный завод) был выпущен первый грузовик Jiefang ("Освобождение"), являющийся копией автомобиля ЗИС-150. Сборку в Китае удалось наладить исключительно при спонсорской помощи СССР.

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

Этап 2. Шестидесятие — семидесятие годы

Период опоры на собственные силы. В 1965 г. правительство Мао Цзэдуна принимает решение об аннулировании обязательств Советского Союза по оказанию технического содействия в строительстве промышленных предприятий, отказавшись таким образом от научно-технической помощи СССР. Страну ждала политика "Большого скачка" с опорой на собственные силы. В результате по идеологическим мотивам производство легковых автомобилей было практически прекращено, попытка заменить профессионализм энтузиазмом народных масс во всех отраслях тяжелой промышленности привела к тому, что работа автомобильных заводов все больше сводилась к функциям авторемонтных предприятий.

Этап 3. Конец семидесятих годов

Период "большого скачка" на основе привлечения иностранных инвестиций. В 1978 г. под руководством Коммунистической партии Китая, фактически возглавляемой Дэн Сяопином, начались преобразования, получившие название "Политика реформ и открытости", направленные на оживление экономики и ликвидацию негативных последствий экспериментов периода "Большого скачка". На начальном этапе реформы характеризовались отсутствием какого-либо четкого стратегического плана и являлись мерами, позволяющими решать лишь текущие проблемы.

В 1980-е гг. в стране появились крупнейшие мировые автомобильные ТНК, которые стали как организовывать совместные предприятия, так и строить собственные заводы по производству легковых автомобилей. Этот период корпоративного оживления отрасли КНР завершился открытием страны для привлечения иностранных инвестиций на основе развития сотрудничества с ведущими автомобильными ТНК.

Этап 4. Девяностые годы

Это период развития собственных автомобильных марок. Примечательно, что до середины 1990-х гг. автомобильная промышленность КНР развивалась крайне неравномерно, и только с 1994 г. начался период стабильного развития. Уже в 2003 г. КНР вышел на четвертое место в мире по производству автомобилей, выпустил 4,44 млн единиц, а в 2006 г. с общим объемом выпуска в 5,5 млн автомобилей опередил Германию.

Большое значение в деле либерализации автомобильной промышленности и привлечения иностранных инвестиций в эту отрасль получила реализация новой промышленной политики в автомобилестроении, которая была принята в 1994 г. в рамках десятилетней Программы развития автомобильной промышленности [4].

В соответствии с этой Программой, в Китае должно было существовать девять крупных производителей автомобильной продукции.

Одновременно был введен ряд ограничений для совместных предприятий, выпускающих продукцию для внутреннего рынка. Так, эти предприятия не могли принадлежать иностранным концернам более чем наполовину, хотя такое требование не распространялось на производителей автомобильных компонентов с иностранным участием. Целью Программы стало стимулирование развития национальных производителей и создание условий для проведения НИОКР и последующего производства высококачественной продукции на основе использования передового зарубежного опыта. Правительство страны, поддерживая производителей, стремилось и к развитию компаний-поставщиков комплектующих изделий и материалов.

Результатом реформ, указанных выше, в середине 90-х гг. было образовано совместное предприятие между General Motors (GM) и Shanghai Auto-motive Industry Corporation (SAIC), а также ряд других совместных предприятий. В настоящее время в Китае насчитывается свыше 25 таких предприятий с участием иностранных инвесторов, выпускающих готовые автомобили [5], и значительно больше предприятий, выпускающих оборудование и комплектующие для сборки автомобилей [6]. Несмотря на это, каждому совместному предприятию необходимо получить одобрение со стороны правительства.

Этап 5. 2000 г. — по настоящее время

Этот этап можно назвать этапом развития внешней торговли автомобилями. В 2000-е гг. автомобильная промышленность Китая идет по пути замещения зарубежных производителей собственными автомобильными заводами, 100 % капитала которых принадлежит государству либо частным компаниям [7]. По состоянию на сегодняшний день из более чем 130 производителей продукции автомобилестроения лишь одна четверть приходится на предприятия с участием иностранного капитала. Тем не менее

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

иностранные инвесторы не снижают своей активности в Китае, поскольку их привлекает в КНР высокая норма прибыли — на уровне 30 %.

Развитие рынка автомобилей КНР в последнее полтора десятилетия в немалой степени было обусловлено присоединением страны к ВТО, которое дало серьезный толчок социальному-экономическому развитию Китая. К 2013 г. Китай вышел на второе место в мире по объему производимого ВВП (13,3 трлн долл. по паритету покупательной способности) [8].

За период 2000—2013 гг. Китай переместился из нижней группы стран со средним доходом населения в среднюю, а индекс развития человеческого потенциала в этой стране составил 0,7.

Для стратегии производителей автомобилей в КНР на современном этапе характерны оптимальная и успешная комбинация аутсорсинга из ведущих развитых стран с развитием собственного производства [9]. Примечательно, что китайцы часто прибегают к копированию моделей автомобилей, наиболее успешно реализуемых на внутреннем рынке, а также заимствуют у запада способ продвижения собственной продукции на мировой рынок с постепенным переходом от заимствования лишь идеи автомобиля с последующей ее разработкой самостоятельно, но по более низкой цене. Исторически сложившаяся дешевизна трудовых ресурсов КНР, а также ориентация значительной части населения на массовые недорогие автомобили, обуславливают высокую рентабельность, однако низкую степень индивидуализированности производства.

Важную роль во внешнеэкономических связях автомобильной промышленности КНР играет его участие в слияниях предприятий и их поглощениях. На протяжении всей своей истории Китай участвовал в различного рода трансграничных сделках по слияниям и поглощениям, а также в стратегических альянсах. Основные из этих сделок систематизированы в таблице.

На современном этапе развития сделок по слиянию и поглощению компаний в автомобильной промышленности, технологические мотивы характерны для компаний из Китая и Индии. Примерами таких сделок являются продажа в 2010 г. шведской компании Volvo Car Corporation китайскому холдингу Zhejiang Geely, а также покупка в 2008 г. индийской компанией Tata Motors британской компании Jaguar Land Rover [10].

С учетом активного участия национальных производителей автомобилей КНР в сделках по слиянию и поглощению, они планируют активно участвовать

в завоевании внешних рынков уже в ближайшие годы. Речь идет главным образом о росте своего присутствия в Индии, России и в странах Юго-Восточной Азии. Тем не менее не исключены и поглощения китайскими производителями и западных компаний. Так, например, компания Dongfeng уже приобрела в феврале 2014 г. 14 % французской группы PSA Peugeot-Citroen, которая 2013 г. завершила с убытками [11].

Возвращаясь к вопросу динамики спроса на автомобили на рынке КНР, отметим, что все годы правительство проводило последовательную политику, направленную на ограничение роста автомобилей на дорогах, в результате чего в условиях роста производства уже в 2004 г. замедлился рост продаж. Поэтому китайские производители впервые стали переориентироваться на внешние рынки, в первую очередь, на США и страны ЕС, что происходило, в частности, под давлением иностранных конкурентов.

Экспортная ориентация автомобильной промышленности КНР возникла стихийно, в отличие, например, от Южной Кореи и Японии, где ориентация на экспорт была задумана изначально. Со стороны Китая мировому рынку были предложены те автомобили, которые пользовались значительным спросом на внутреннем рынке. Так, в 90-е гг. это были небольшие японские микроавтобусы, производимые в КНР по лицензии; большие лицензионные внедорожники. Качество и потребительские свойства экспортной продукции были продиктованы внутренним рынком и уровнем развития автомобильной промышленности 10 лет назад. В настоящее время в Китае популярен такой тип автомобиля как современный седан "Гольф" с двигателем до 2 л и стоимостью до 16 тыс. долл.

Инвестиционные процессы в автомобильной промышленности КНР увязываются отечественными исследователями в рамках "парадигмы летящих гусей", предложенной японским экономистом К. Акамацу и объясняющим три фазы развития отрасли. Так, считается, что автомобилестроение КНР прошло первую фазу, когда продукция поступает в экономику через импорт зарубежных производителей; вторую, когда удовлетворение национального спроса способствует открытию новых местных производств. Сегодня автомобильная промышленность КНР находится в третьей фазе развития, когда излишки производимой продукции экспортируются на внешние рынки [12].

В целом, характеризуя динамику рынка автомобилей в КНР за последние полвека, можно отме-

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

Участие КНР в процессах реструктуризации автомобильной промышленности

Год	Тип сделки	Компании-участники	Особенности сделки
1958	Поглощение	(1) Shanghai Powrtrain Machinery Manufacturing Company, (2) Shanghai Internal Combustion Engine Components Company и (3) Shanghai Powrtrain Equipment Manufacturing Company	(1) поглощает (2) и (3)
1984	Совместное предприятие	SAIC, Volkswagen	Создание совместного предприятия на территории Китая под названием Shanghai Volkswagen Automotive Company (SVAC), доли обеих компаний составляют по 50 %
1997	Совместное предприятие	SAIC, General Motors	создание совместного предприятия Shanghai General Motors Company Limited (Shanghai GM), доли в которой составили по 50 %
1998	Стратегический альянс	General Motors, Suzuki	создание на территории Китая стратегического альянса Chongqing Chang'an Suzuki Automobile
2002	Совместное предприятие	Hyundai, Beijing Automotive Industry Holding	—
2005	Поглощение	Nanjing Automobile Corporation, MG Rover Group Ltd.	Nanjing Automobile Corporation приобрела MG Rover за 53 млн фунтов стерлингов. Компания SAIC пыталась приобрести торговую марку Rover за 11 млн фунтов стерлингов у немецкой BMW Group, но торговая марка была продана Ford
2007	Слияние	SAIC Motor, Nanjing Automobile Corporation	SAIC Motor приобрела 50 % акций Nanjing Auto у итальянской компании Fiat
2010	Поглощение	Zhejiang Geely, Volvo Car Corporation	—

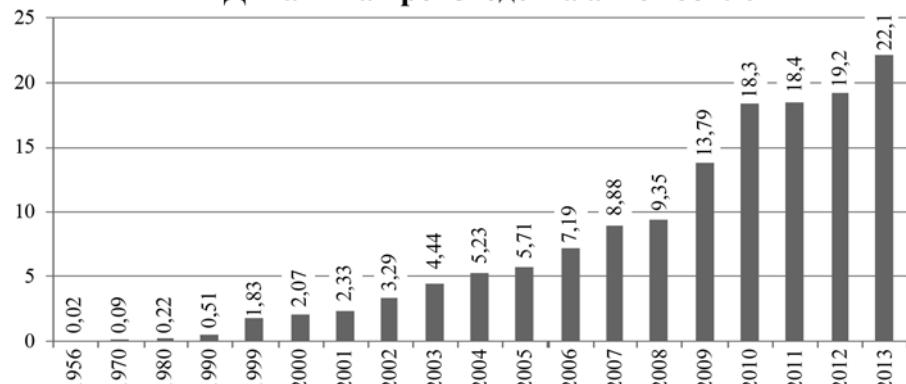
тить, что в ней прослеживаются два периода: период экстенсивного развития (1956–1999 гг.) с минимальными темпами прироста, и интенсивного развития (2000–2013 гг.) с темпами прироста продукции, превышающими темпы прироста ВВП страны (рисунок).

В условиях принятия на себя обязательств ВТО, а также руководствуясь политикой государственного регулирования отрасли, Китай не наращивает объемы импорта готовой продукции автомобилестроения, а ориентируется на импорт основных узлов и комплектующих. Речь идет, прежде всего, о машинокомплектах для сборочных производств, в то время как объем импорта автомобилей, собранных в рамках имеющихся квот, растет невысокими темпами.

Что касается конкуренции на рынке автомобилей КНР, то ос-

новными конкурентами для китайских производителей остаются ведущие автомобильные ТНК. Предприятия с участием иностранного капитала выгодны КНР, так как они позволяют на базе моде-

Динамика производства автомобилей



Динамика производства автомобилей в КНР в 1956–2013 гг.

Составлен автором по: Automotive Statistics [Электронный ресурс]. — China Association of Automobile Manufacturers, 2014. — Режим доступа: <http://caam.org.cn/english/newslist/a101-1.html>

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

лей ведущих автомобильных концернов выпускать собственные автомобили.

Тем не менее китайские заводы продолжают сталкиваться с растущей конкуренцией со стороны сборочных предприятий ведущих автомобильных ТНК. Конкурентные отношения на рынке постепенно преобразуются в процесс конкуренции между иностранными производителями, выпускающими автомобили местной сборки. Это предопределит возможную реструктуризацию в отрасли на основе перестройки государственного регулирования ее развития.

Таким образом, успехи в автомобильной промышленности КНР во многом были достигнуты благодаря грамотному заимствованию передового зарубежного опыта развития автомобилестроения. На новейшем этапе своего развития автомобильную промышленность КНР характеризует возрастающая степень интернационализации, что реализуется в форме экспорта, инвестиционного сотрудничества в форме совместных предприятий, научно-технического взаимодействия между китайскими производителями и ведущими автомобильными ТНК. Однако в качестве ключевой формы внешнеэкономических связей отрасли остается международная кооперация производства, предполагающая не простое объединение иностранных инвесторов на базе общих экономических интересов, а, главным образом, организацию широкого производства промежуточной продукции (преимущественно автомобильных компонентов) и привязку технических параметров готовой продукции, обеспечивающих унификацию и взаимозависимость изделий с учетом общепринятых международных технических стандартов.

Эффективность развития автомобилестроения в КНР заключается в специфической комбинации таких предпосылок, как: значительные объемы внутренних и иностранных инвестиций, массовое производство и экспорт недорогой продукции относительно высокого качества; копирование необходимых технологий ведущих автомобильных ТНК; использование дешевых автомобильных компонентов собственного производства и дешевой рабочей силы; реализация государственной экспортноориентированной политики развития отрасли. В некоторой степени стратегия КНР идет в одном русле со стратегиями реформирования автомобилестроения в других крупнейших азиатских странах-производителях – Южной Корее и Японии. Благодаря этому удается постепенно

наращивать экспортную ориентацию. Аналогичное развитие автомобилестроения характерно и для других стран БРИКС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Сарыголов М. А.** Об одном эмпирическом показателе инновационного развития отрасли // Проблемы современной экономики. — 2013. — № 3 (47).
2. В 2013 г. в Китае выпущено более 20 млн автомобилей — ChinaPro — Деловой журнал про Китай [Электронный ресурс]. 11.12.2014. — Режим доступа: <http://www.chinapro.ru/rubrics/1/10314/>.
3. **Морозов С. А., Коробов Д. Г.** Автомобильная промышленность КНР: от истоков к перспективам // Журнал автомобильных инженеров. — 2012. — № 2 (73). — С. 12.
4. **Бараболина А. И., Хузятов Т. Д.** Инновационный аспект национальной автомобильной политики КНР на современном этапе // Проблемы современной экономики. — 2009. № 3 (31).
5. **Куликов Ю. И.** Автомобильные перевозки: учеб. пособие для вузов / Ю. И. Куликов, И. Н. Пугачев, Г. Я. Маркелов. — Хабаровск: Изд-во ТОГУ, 2010. — 281 с.
6. **Бубнов В. В., Кизим А. А.** Анализ мирового рынка легковых автомобилей // Научный журнал КубГАУ. — 2013. — № 88 (04).
7. **Морозов С. А., Коробов Д. Г.** Автомобильная промышленность КНР: от истоков к перспективам // Журнал автомобильных инженеров. — 2012. — № 2 (73).
8. Китай поддержит иностранных инвесторов высокотехнологичных производств [Электронный ресурс]. — China Logist, 29.06.2013. — Режим доступа: <http://chinalogist.ru/book/articles/perevody/kitay-podderzhit-inostrannyyh-investorov-vysokotehnologichnyh-proizvodstv>
9. **Морозов С. А., Коробов Д. Г.** Автомобильная промышленность КНР: от истоков к перспективам // Журнал автомобильных инженеров. — 2012. — № 2 (73).
10. **Хубиев А. П.** Реструктуризация российской автомобильной промышленности в контексте современного мирового опыта слияний и поглощений: Дисс. ... канд. экон наук, 08.00.14. — М.: ГУУ, 2012. — С. 4, 16, 21.
11. **Полоцкий А.** Dongfeng Motor получила доступ к секретам французского автопрома — RBC-Daily [Электронный ресурс]. 11.12.2014. — Режим доступа: <http://rbcdaily.ru/world/562949990602012>
12. **Долгих И. В.** Автомобилестроение Китая по теории Акамацу. — Научно-техническая библиотека Томского политехнического университета [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.lib.tpu.ru/fulltext/c/2013/C23/V1/019.pdf>

ПРЕСС-ТУР

ВЫСТАВКИ • КОНФЕРЕНЦИИ • ПРЕЗЕНТАЦИИ

ФЕСТИВАЛЬ "МИР АВТОБУСОВ"

В Коломне завершился VIII Международный автотранспортный фестиваль "Мир автобусов". Его организаторами выступили ГУП МО "Мострансавто" и МАП № 2 "Автоколонна 1417" при поддержке Правительства Московской области и Министерства транспорта Московской области. Право дать торжественный старт фестивалю в год 70-летия Победы организаторы предоставили ветеранам предприятия, участникам Великой Отечественной войны капитану армейской разведки Петру Васильевичу Мальцеву и старшине зенитных войск Николаю Николаевичу Приступе.

В этом году в фестивале приняли участие 70 экспонентов из 12 стран. Экспозицию посетили более 4 тыс. гостей, в том числе около 2,5 тыс. специалистов-транспортников. Производители и продавцы представили около 50 автобусов, в том числе новинки. Так, группа ГАЗ презентовала новый компактный автобус Vector 3 на шасси Isuzu. Компания "РусбизнесАвто" представила единственный в России туристский автобус Higer 6122B. Премьеры от ОАО "КАМАЗ" — полностью низкопольный пассажирский автобус НефАЗ 5299-40-51 с дизельным двигателем стандарта Евро 5 и газовый НефАЗ 5299-40-51 с обновленным интерьером. Фирма "КАМАЗ-марко" привезла на фестиваль школьный автобус Bravis, адаптированный специально для перевозки детей, и газовый автобус Bravis в пригородном исполнении.

Одна из новинок, автобус Scania Higer A80, осталась в Автоколонне 1417 на тестовую эксплуатацию. Туристский автобус Scania Higer A80 — результат совместной работы компаний Scania и Higer. В числе его достоинств мощные, надежные и экономичные двигатели Scania, усовершенствованный дизайн рабочего места водителя, универсальная планировка и элегантный дизайн салона.

Деловая программа фестиваля как всегда была насыщенной. На круглых столах и семинарах в эти дни эксперты транспортной отрасли искали способы повысить привлекательность пассажирского транспорта, разгрузить города от легковых автомобилей, очистить воздух от выхлопных газов и уберечь горожан от опасностей на дорогах; выясняли, как обеспе-

чить перевозчиков надежным, безопасным, и одновременно доступным по цене подвижным составом и достойной транспортной инфраструктурой; сравнивали возможные схемы организации сервисного обслуживания подвижного состава и разграничивали зоны ответственности перевозчика и производителя; разбирались в деталях транспортного законодательства, делились опытом.

Отвлечься от делового общения гости и участники фестиваля могли на площадках интерактива — прокатиться на ретро-автомобиле, рассмотреть экспозиции военной и ретротехники, заглянуть в автобус-музей, перекусить на полевой кухне, сдать нормативы ГТО.

В рамках фестиваля на площадке Автоколонны 1417 прошел открытый конкурс профессионального мастерства среди водителей автобусов подмосковных транспортных предприятий. Его участниками стали 38 водителей, представляющих государственные и частные транспортные предприятия Московской области. Каждый конкурсант должен был продемонстрировать знание правил дорожного движения и навыки скоростного маневрирования на автобусе ЛиАЗ 5292. В итоге весь пьедестал заняли сотрудники МАП № 2 "Автоколонна 1417".

Первым стал Владимир Савельев (Озерское ПАТП). Второе место у Светланы Макаровой (Коломна), третье у Сергея Халифаева (Коломна). Все трое в личном зачете набрали одинаковое количество очков, поэтому итоговый рейтинг судьи выстраивали по результатам скоростного маневрирования. Лучшее знание ПДД среди участников конкурса показал Андрей Осетров (Дубна). Первым в скоростном маневрировании стал Евгений Ходосов (Истра).

В день закрытия по традиции организаторы вручили оригинальные дипломы участникам фестиваля и назвали лучших в "Мире автобусов". В этом году ими стали:

— ООО "Инновационные технологии" с микроавтобусом FOXBUS (номинация "Лучший микроавтобус");

— ООО "АвтоМазВосток" с автобусом МАЗ-103 (номинация "Лучший городской автобус");

ПРЕСС-ТУР

— ООО "Мерседес-Бенц Тракс Восток" с автобусом Setra S 419 GTHD (номинация "Лучший между городный туристский автобус");

— Компания "Русские Автобусы — Группа ГАЗ" (номинация "Лучший стенд").

Также на церемонии закрытия подвели и итоги конкурса детского рисунка "Дорогами Победы".

В этом году фестиваль "Мир автобусов" стал своего рода проверкой на прочность для игроков рынка пассажирского транспорта. Так, директор МАП № 2 "Автоколонна 1417" Николай Сиделев отметил, что в этом году по разным причинам число участников фестиваля снизилось. Тем не менее площадка "Мира автобусов" стала еще интереснее. Потому что здесь

присутствуют все сильные игроки автобусного бизнеса — и крупные компании, и небольшие частные. В экспозиции фестиваля представлены все известные зарубежные автобусные бренды. Выросло и число отечественных компаний-участниц.

Директор автоколонны отметил, что российский рынок автобусных перевозок имеет колossalный потенциал. "Мы видим его перспективы в развитии отечественного бизнеса по производству автобусов вместе с зарубежными партнерами, с учетом их лучшего опыта и пониманием российской специфики".

Представим некоторые образцы ведущих автобусостроительных компаний.

"ГРУППА ГАЗ" РАЗРАБОТАЛА НОВЫЕ МОДЕЛИ АВТОБУСОВ

"Группа ГАЗ", входящая в состав одной из крупнейших в России диверсифицированных промышленных групп "Базовый Элемент", показала на выставке "Мир автобусов-2015" новинки автобусной техники — модели "Вектор-3" и автобус среднего класса ЛИАЗ-4292. Обе машины предназначены для работы на маршрутах с низким пассажиропотоком. Серийное производство новых моделей автобусов начнется в 2015 г. Также на выставке представлен туристский автобус "Круиз".

Автобус малого класса для городских и пригородных перевозок "Вектор-3" имеет трехрядную планировку пассажирского салона. Ширина кузова составляет 196 см, что обеспечивает высокую маневренность на дороге. Новая модель сочетает в себе надежность проверенных многолетними испытаниями шасси Isuzu и современный внешний вид. Машина рассчитана на транспортировку 33 пассажиров, включая 20 посадочных мест.



Автобус "Вектор-3" на шасси Isuzu оснащается двигателем мощностью 123 л.с. экологического стандарта Евро 4 и механической коробкой передач Isuzu. Высокий крутящий момент двигателя обеспечивает хорошую управляемость. Автобус имеет эффективные экономические показатели: низкий расход топлива, межсервисный интервал обслуживания — 15 тыс. км, высокую доступность запасных частей, сбалансированный ресурс кузова и силового агрегата. Панорамное лобовое стекло увеличивает обзор для водителя и пассажиров. В качестве дополнительных опций возможна установка видеорегистратора наружного и внутреннего наблюдения, цифрового тахографа, ГЛОНАСС/GPS, кондиционера, аудиосистемы, противотуманных фар, тонированных стеклопакетов, автоматических клапанов для слива конденсата из ресиверов, различных вариантов пассажирских кресел, окраска кузова в цвет металлик и пр.

Низкопольный автобус для городских перевозок ЛИАЗ-4292 является прототипом автобуса среднего класса, который будет выпускаться на Ликинском автобусном заводе "Группы ГАЗ". ЛИАЗ-4292 рассчитан на транспортировку 75 пассажиров (18 посадочных мест и одно место для перевозки маломобильных пассажиров).

Автобус оборудован дизельным двигателем ЯМЗ мощностью 210 л.с. экологического стандарта Евро 5, автоматической коробкой передач и мостами ZF. Машина оснащена системой видеонаблюдения, пожаротушения, цифровым тахографом и навигационным оборудованием ГЛОНАСС.

ПРЕСС-ТУР



Обновленный экстерьер и интерьер автобуса, рабочее место водителя спроектированы в соответствии с требованиями международных стандартов по комфорту и эргономике. Низкий уровень пола обеспечивает удобную посадку и высадку пассажиров, сокращая время прохождения автобуса по маршруту на 15 % по сравнению с другими моделями автобусов. Машина адаптирована для обслуживания маломобильных пассажиров: автобус оборудован системой "клиниг" (наклон кузова в сторону дверей на 7°), механической аппарелью. Электронная функция управления подвеской позволяет приподнять и опустить автобус для преодоления сложных участков маршрута.

Автобус "Круиз" на шасси Scania соответствует экологическому стандарту Евро 5. Автобус вмещает 45 пассажиров и идеально подходит как для туристических, так и для междугородных маршрутов большой протяженности. Автобус комплектуется двигателем Scania мощностью 400 л.с. Увеличенный объем



багажных отсеков (10 куб. м), электронная система управления подвеской с функцией подъема и опускания кузова для преодоления сложных участков дороги, индивидуальные сервис-блоки для пассажиров обеспечивают комфорт при дальних перевозках.

"Круиз" имеет широкий набор опций: систему пожаротушения в моторном и багажных отсеках, датчики задымления в салоне, пять камер видеонаблюдения, Wi-Fi, бортовой навигационный связной терминал, обеспечивающий связь с диспетчерским пунктом и др. В базовую комплектацию автобуса входит двойной стеклопакет, системы "климат-контроль" и "круиз-контроль", бортовой компьютер, цифровой тахограф, электрообогрев боковых стекол, автоматический привод управления коробкой передач Opticruise, ремни безопасности. Автобусы "Круиз" были задействованы в транспортном обслуживании Олимпийских и Паралимпийских игр в Сочи.

MAN НА ФЕСТИВАЛЕ "МИР АВТОБУСОВ 2015"

ООО "МАН Трак энд Бас РУС" представило на ежегодном фестивале "Мир Автобусов" в Коломне туристский и междугородний автобусы MAN.

На стенде немецкого производителя были представлены: туристский MAN Lion's Coach (R07) с двигателем MAN D 2066 LOH 07 стандарта Евро 4 и мощностью 400 л.с. и междугородный MAN Lion's Regio (R12) с двигателем MAN D 2066 LUH 22 стандарта Евро 4 мощностью 310 л.с.

Особенностью междугородного автобуса является подъемник для инвалидной коляски, расположенный у второй двери.



ПРЕСС-ТУР

Представленные автобусы хорошо зарекомендовали себя на российском рынке и являются лидерами клиентских предпочтений среди продуктов компании MAN.

Техническая характеристика MAN Lion's Coach (R07)

Габариты

12.000 / 3.845 / 2.550

Двигатель

MAN D 2066 LOH 07 (Euro 4), мощность 400 л.с.

Коробка передач

6-ступенчатая синхронная МКП ZF, интардер ZF, ESP, темпомат

Тормозная система

Электронно-управляемая рабочая тормозная система
Дисковые тормоза, ABS, ASR, EBS

Колеса

295/80 R22.5 152/148 M

Подвеска

Пневматическая подвеска

Электронная система регулирования подвески ECAS с датчиком уровня

Изменение уровня дорожного просвета в сторону увеличения и уменьшения

Передаточное отношение $i = 3,7$

Рулевое управление

ZF тип Servocom 8098, многофункциональное рулевое колесо

Зеркала

Зеркала с обогревом и электрорегулировкой

Двери

1 + 1 + 0

Сиденья

KIEL Avance, 49 + 1 + 1 (велюр + кожа), с ремнями безопасности

Салон

Кухня FRENZEL FOB

Туалет WC

Мини-холодильник

Дополнительный холодильник

Солнцезащитные шторки

Обшивка боковых стен из ковровой ткани

Полки для багажа

Напольное покрытие: пластик, ковровые дорожки

Отсек для отдыха водителя

Сиденье водителя

Grammer, пневматическое, с обогревом, с подлокотниками

Обогрев/вентиляция

Климатическая установка SPHEROS

Конвекторное отопление пассажирского салона KONVEKTA

Подогреватель Spheros Thermo 350

Опция «Зимний пакет –35 градусов»

Топливный бак

525 л + 180 л

Топливный фильтр с подогревом

Дополнительный топливный фильтр-влаго-отделитель Separ — обогреваемый

Сжатый воздух

Воздухоосушитель Wabco

Подача тока и стартовое устройство

3 генератора трехфазного тока 28,5 В / 120А

2 аккумулятора 2 × 12В / 225 АЧ

Стартер с номинальной мощностью 5,4 кВт (7,3 л.с)/24 В

Мультимедиа

DVD с двумя мониторами, CD, MP3

Навигационная система

Динамики по салону

Микрофон гида и водителя

камера переднего / заднего хода

Цвет

Фиолетовый RAL 4011

Техническая характеристика MAN Lion's Regio (R12)

Габариты

12,250/3,400/2,550

Двигатель

MAN D 2066 LUH 22 (Euro 4), мощность 310 л.с.

Коробка передач

ZF 6 AP 2000 EcoLife со встроенным ретардером

Тормозная система

Электронно-управляемая рабочая тормозная система

Дисковые тормоза, ABS, ASR, EBS

Колеса

295/80 R22.5 152/148 M (Michelin)

Подвеска

Пневматическая подвеска

Электронная система регулирования подвески ECAS с датчиком уровня

Изменение уровня дорожного просвета в сторону увеличения и уменьшения

Передаточное отношение $i = 4,63$

Рулевое управление

ZF тип Servocom 8098

ПРЕСС-ТУР

Зеркала

Зеркала с обогревом и электрорегулировкой

Двери

1 + 2 + 0

Сиденья

KIEL Avance, количество 49 + 1, ремни безопасности

Салон

Полки для багажа

Напольное покрытие: линолеум

Сиденье водителя

ISRI, пневматическое, с обогревом, с подлокотниками

Обогрев/вентиляция

"Холодный пакет –35 градусов"

Двойное остекление

Обогрев лобового стекла и зеркал заднего вида

Кондиционер

Конвекторное отопление пассажирского салона

Подогреватель Spheros Thermo 350

Топливный бак

300 л

Топливный фильтр с обогревом

Дополнительный топливный фильтр-влагоотделитель Separ — обогреваемый

Сжатый воздух

Воздухоосушитель Wabco

Подача тока и стартовое устройство

3 генератора трехфазного тока 28,5 В/120А

2 аккумулятора 2 × 12В/225 АЧ

Стартер с номинальной мощностью 5,4 кВт (7,3 л.с.)/24 В

Мультимедиа

CD, MP3

Динамики по салону

Микрофон водителя

Камера заднего хода

Тахограф DTCO

Инвалидный подъемник

Производитель HUEBNER с пультом управления у второй двери

Цвет

Белый

АВТОБУСЫ MERCEDES-BENZ И SETRA

Компания ООО "МБ Тракс Восток", производитель коммерческой техники Mercedes-Benz в России и генеральный импортер автобусов Mercedes-Benz и Setra представила в Коломне на уличной площадке два туристских автобуса Setra S419GT-HD. В павильоне на стенде компании ООО "ЕвоБус Русслэнд" можно было увидеть пригородный высокопольный автобус Mercedes-Benz Conecto.

2014 г. стал годом городских автобусов "Мерседес-Бенц". В конце декабря в филевском троллейбусно-автобусном парке состоялась передача 100 современных низкопольных городских автобусов Mercedes-Benz Conecto для ГУП "Мосгортранс". Все автобусы эксплуатируются на городских маршрутах в центре города и вносят большой вклад в создание нового облика центра столицы.

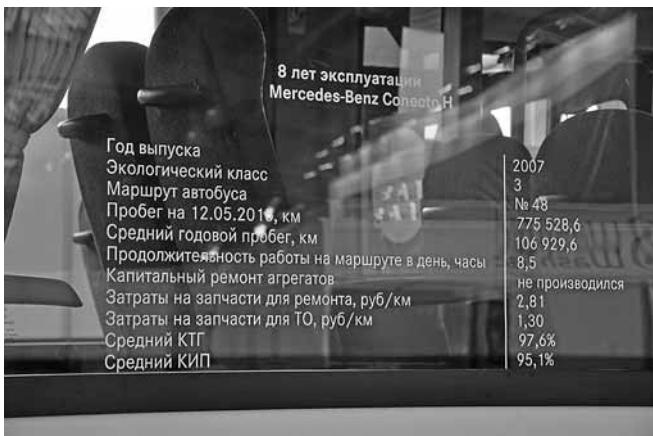
Филевский троллейбусно-автобусный парк исторически связан с автобусами "Мерседес-Бенц". Именно сюда 20 лет назад пришли первые красно-белые автобусы Mercedes-Benz для Москвы, некоторые из которых еще можно встретить на городских улицах. 100 новых синих автобусов "Мерседес-Бенц" стали заключительным аккордом в реализации программы по обновлению общественного транспорта столицы в 2014 г., и первым большим автобусным контрактом ООО "МБ Тракс Восток". Всего 121 автобус марок "Мерседес-Бенц" и "Сетра" нашел своих покупателей и пассажиров в 2014 г. Отде-

лом автобусов недавно были переданы клиентам пять туристских автобусов.

17 марта 2015 г. автобус Setra S419 GT-HD был передан хоккейному клубу "Нефтехимик". Данная сделка была осуществлена совместно с ООО "Мерседес-Бенц Файненшл Сервисес Рус". В 2008 г. спортсмены из Нижнекамска уже приобретали автобус Mercedes-Benz Tourismo. Следует отметить, что это уже третья сделка в ООО "МБ Тракс Восток" за последние 10 месяцев с хоккейными командами. В 2014 г. Setra S419 GT-HD поступила в федерацию



ПРЕСС-ТУР



хоккея России, а в ХК СКА (С.-Петербург) был передан Mercedes-Benz Tourismo.

Автобус Mercedes-Benz Tourismo, серебристого цвета, на 49 мест, с двигателем 408 л. с. получила в конце марта московская компания ООО "Вайтех". "Вайтех" планирует использовать автобус для перевозки музыкальных групп, предоставления транспортных услуг класса "люкс" для обслуживания теплоходов и экскурсионных программ в Москве и Подмосковье.

Четыре ярко-зеленых S419 GT-HD отправились в апреле 2015 г. в Коломну — столицу "Сетр" в России, как когда-то с легкой руки Михаэля Фрая, директора по продажам Setra завода в Ной-Ульме, был назван этот подмосковный город. Автобусы имеют необычное техническое решение — вторая дверь расположена в заднем свесе. Благодаря такой компоновке туалет и кухня находятся на дном уровне в задней части салона, там же, где место гида, а багажники стали вместительнее ($12,5\text{ m}^3$). В автобусах все продумано для самого комфортного и нескучного путешествия: три монитора с электроприводом, у каждой пары сидений розетки на 220 В (если вам надо подзарядить телефон или планшет), бортовая аудиосистема с наушниками у каждого сиденья. Эти лайнеры будут использованы на туристических маршрутах.



ООО "МБ Тракс Восток" имеет 59 дилерских и сервисных центров по обслуживанию грузовых автомобилей, спецтехники и автобусов "Мерседес-Бенц" в 40 городах России, во всех федеральных округах. Постоянно ведется работа по совершенствованию предоставления сервиса и соблюдению корпоративных требований и стандартов. В течение 2014 г. было зафиксировано увеличение доли дилерских продаж на 13 %. В целом, продажи через дилерскую сеть составили 76 % продаж всех грузовых автомобилей и спецтехники. Добиться таких результатов удалось благодаря внедрению новой бонусной системы и запуску системы CRM.

ООО "МБ Тракс Восток" в своей экспозиции на лучной площадке в Коломне представило два туристских автобуса Setra S419 GT-HD белого и зеленого цвета. Их российская премьера состоялась в 2012 г. Автобус "самолет" заинтересовал российских транспортников своим уникальным расположением второй двери в заднем свесе, после третьего места. Количество мест — до 67 — позволяет оптимизировать затраты в пересчете на пассажиро-километр.

Автобус поставлен в самой современной технической комплектации, что гарантирует безопасность водителя и пассажиров. В базовую комплектацию входят различные системы активной и пассивной безопасности: антиблокировочная система ABS, противобуксовочная система ASR, электронная тормозная система EBS, система экстренного торможения BA, электронная система стабилизации движения ESP, темпомат контроля скорости на спусках DBL.

На стенде ООО "ЕвоБус Русслэнд" был представлен некий "образец надежности". Им стал высокопольный пригородный автобус Conecto (сейчас имя Conecto носят только низкопольные городские машины). Он является собой пример образцовой эксплуатации автобуса.

Данный автобус был поставлен в "Мострансавто" восемь лет назад в рамках программы обновления парка Московской области (всего 600 автобусов вышли на дороги Подмосковья). На 12 мая 2015 г. пробег этого автобуса составил 775 528,6 км, средний КТГ 0,976, средний КИП 0,951 при продолжительности работы на маршруте № 48 в 8,5 ч в день. Средний расход топлива (за первый квартал 2015 г.) у этого автобуса — 34,6 л, средний годовой пробег — 106 929,6 км. Техническое обслуживание проводится в установленные регламентом сроки.

Отличное рабочее состояние этого рейсового восьмилетнего автобуса наглядно подтверждает высокий уровень качества автобусов Mercedes-Benz. Равно как и хорошее, бережное отношение к технике коломенских автотранспортников.

На одном из круглых столов, проведенных в рамках фестиваля "Мир автобусов" в Коломне, было отмечено, что использование оригинальных запчастей проверенного качества OMNIplus и проведение обслуживания профессионалами обеспечивает высокие показатели готовности выхода автобуса на линию.

ПРЕСС-ТУР

Setra Comfort Class S419 GT-HD (техническая характеристика)

Длина, мм.....	14 960
Ширина, мм.....	2550
Высота, мм.....	3650
Диаметр поворота, мм	23 490
Передний свес, мм	3150
Задний свес, мм.....	3300
Багажное отделение, м ³	12,6

Двигатель Mercedes-Benz OM 502 LA V/10

Автоматизированная коробка передач GO 240-8, 8-ступенчатая, Power Shift (MPS), вкл. остановочный тормоз

Противобуксовочная тормозная система ASR, отключаемая

ZP Интардер 3

Электронный контроль устойчивости (ESP)

Фары "Литроник" с омывателем фар

Встроенный огнетушитель Fogmaker в моторном отсеке. Бак с обнаруживающим и огнегасящим средством в отсеке для хранения над ведущей осью справа

Преобразователь тока 230 В/2500 Вт перед ведущей осью слева, вкл. розетку в задней стенке у входа 2 между верхней консолью двери и крышкой люка для техобслуживания

28 розеток 230 В (не USB) на боковых стенах

Видеоустройство контроля за центральным проходом салона автобуса

Отопление у двери 2

Туалет, установленный в задней части салона, с отоплением (время смывания сократить на 3 с)

Кухня в задней части автобуса (2 кофемашны по 40 чашек, раковина, сосисковарка, выдвигаемый однорычаговый смеситель, бак для свежей воды 20 л, мусорный бак, бойлер под столешницей)

Холодильник, вмонтированный в переднюю панель справа

Сиденья Setra Voyage, цвет бежево-желтый

Количество пассажирских мест 1/55, 15 + 13 рядов с сиденьями, 15-й ряд — 1 сиденье в направлении движения слева от задней части кузова (сервисный блок встроен над сиденьем)

Автомагнитола DOSCH Professional Line 3 с CD и DVD плеером, RDS, TA с дистанционным управлением, USB-выходами (MP3/WMA)

Стереоканалы, установленные над каждым двойным сиденьем, регулируются по отдельности

Монитор плоский 19" впереди с электроприводом

2 монитора плоских 19" в среднем проходе с электроприводом

Мультифункциональная антенна для радио, телефонной связи и навигации

Антenna для мобильной связи

Кнопка вызова гида с индикатором красного цвета над каждым двойным сиденьем

Блок многоканальной аудиосистемы для воспроизведения аудио-видеозвука, вкл. прокладку проводов

Каналы для многоканальной системы: радио, CD, DVD (радио), USB (радио), SAT

Электрическая подготовка 24 В для интернет-роутера с т-штекерами. Провод в ящике под потолком над местом водителя

РАЗВИТИЕ ДОБЫВАЮЩЕЙ ОТРАСЛИ ВЛИЯЕТ НА УСПЕХИ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Эксперты отмечают рост объемов поставок автокранов на Дальний Восток. Большую часть этой техники составляют российские машины.

С начала 2015 г. доля ДВФО на рынке автокранов составила 6,3 % против 2,3 % в 2014 г. При этом существенно уменьшилась доля китайских автокранов: с 27 % до 13 % в 2015 г. Компании Дальнего Востока все больше отдают предпочтение отечественной продукции, даже несмотря на жесткие условия демпинга, которые используют зарубежные поставщики.

Наиболее частными заказчиками данного вида спецтехники являются компании, занятые в добывающей отрасли. В настоящий момент наибольший рост показателей по добыче полезных ископаемых демонстрирует Республика Саха (Якутия), показавшая существенный рост по сравнению с аналогичным периодом 2014 г. При общей отрицательной динамике промышленного производства по всей стране: 97,3 % за I полугодие (в том числе: добыча полезных ископаемых 100 %, обрабатывающие производства 95,5 %) — в Якутии добыча полезных

ПРЕСС-ТУР

ископаемых выросла на 30,4 %, а обрабатывающие производства на 32 %.

Специалисты компании "Ивановская марка", официального представителя заводов "Автокран" и "Газпром-кран" отмечают высокий спрос на крановую технику, базирующуюся на внедорожных шасси. Согласно заявкам, поступающими на изготовление автокранов "Ивановец", наиболее востребованы краны КС-45717К-3Р с 30,7-метровой стрелой и машины из нового модельного ряда "легких" автокранов КС-55735-7 и КС-65740-7, грузоподъемностью 35 и 40 т.

С специалистами считают, что в ближайшие годы успехи Дальневосточного округа будут только креп-

нуть. Правительство РФ уже выделило 13,8 млрд руб. на поддержку проектов в ДВФО. Часть этих средств пойдет на освоение железорудных месторождений, золотодобычу, а также в развитие металлургии. При этом объем частных инвестиций в данные проекты уже превышает государственные почти в 10 раз и составляет 126,5 млрд руб. В связи с этим, российские производители уверены, что мероприятия по укреплению добычи ископаемых неизбежно будут способствовать росту заказов на продукцию отечественного машиностроения.

Пресс-служба компании "Ивановская марка"

БУЛЬДОЗЕРЫ ЧЕТРА Т40 ОТПРАВЛЯЮТСЯ ДОБЫВАТЬ АЛМАЗЫ В ЯКУТИИ

Самые мощные бульдозеры марки ЧЕТРА — модели ЧЕТРА Т40 — отправились в Республику Саха (Якутия): две 65-тонные машины пополнят технологический парк российской горнорудной компании АК "АЛРОСА" — стратегического партнера ОАО "ЧЕТРА-Промышленные машины".

"Бульдозеры ЧЕТРА Т40 — самые тяжелые из серийно выпускаемых в России гусеничных тракторов. Они зарекомендовали себя как максимально производительные и надежные в эксплуатации машины. "При разработке модели конструкторы ориентировались на требования специалистов горнодобывающей промышленности, — отметила Ирина Машенькина, исполнительный директор ОАО "ЧЕТРА-ПМ". — В результате, эта спецтехника эффективно и бесперебойно работает в любых, даже самых сложных условиях".

Надежность и производительность ЧЕТРА Т40 обеспечивают передовые конструкторские и технологические решения. Машина оснащена мощным и экономичным двигателем Cummins мощностью 590 л.с. и легка в управлении благодаря гидромеханической трансмиссии с электрогидравлическим управлением джойстиками из кабины оператора.

Одновременно гидромеханическая трансмиссия ЧЕТРА Т40 позволяет наиболее полно использовать мощность двигателя, добиваться высоких тяговых характеристик и разрабатывать даже мерзлые и скальные грунты.

Уникальная модульная конструкция всех узлов и систем ЧЕТРА Т40 — ходовой части, трансмиссии, рабочего оборудования, кабины и систем управления — гарантирует простоту технического обслуживания бульдозера.

Рабочее место оператора ЧЕТРА Т40 сконструировано с учетом требований эргономики: конструкция кабины с двойным остеклением обеспечивает оператору машины максимальный обзор оборудования и рабочих зон. Шумопоглощающая обивка кабины, подпрессоренное и регулируемое сиденье сводят к минимуму шум и вибрации. Комфортный микроклимат в кабине обеспечивают кондиционер, а также зависимый и независимый отопители.

Система онлайн-мониторинга работающей техники, которой оснащается ЧЕТРА Т40, позволяет добиться еще более эффективной эксплуатации бульдозера: при наличии доступа в интернет в режиме реального времени можно следить за каждой машиной ЧЕТРА: ее местонахождением, расходом топлива, состоянием аварийных датчиков, временем наработки и т.д. Информацию о состоянии техники собирает и передает бортовое навигационно-связное оборудование ГЛОНАСС/GPS, устанавливаемое на весь модельный ряд машин.

Пресс-служба компании ЧЕТРА

Грузовик

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

С содержанием журнала можно ознакомиться на сайте Издательства "Машиностроение" www.mashin.ru и на сайте www.autotransportnik.ru. Журнал входит в Перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней. Система Российского индекса научного цитирования WWW.elibrary.ru.

Навигатор сайта таков: каталог журналов; авторский указатель; список организаций; тематический рубрикатор; поисковые запросы; новые поступления.

Сейчас ВАК упорядочивает список журналов, включенных в Перечень. **Журнал, входящий в Перечень ВАК, должен быть в открытой подписке в каталоге "Роспечати".** Рейтинг журналов выстроен по импакт-фактору РИНЦ. **Данный показатель отражает среднее число цитирований одной статьи в журнале.**

Если импакт-фактор является своеобразным рейтингом издания в научной периодике, значит таков рейтинг отдельных опубликованных в нем статей.

ВАК стремится сохранить в перечне рекомендованных для публикаций изданий журналы с высоким рейтингом. В этом году началась их перерегистрация. При расчете импакт-фактора журнала учитываются только научные статьи, обзорные статьи и краткие сообщения (это относится как к цитирующим, так и к цитируемым

статьям). Не учитываются ссылки из сборников статей, монографий, материалов конференций и т. д., а также не учитываются публикации, у которых нет авторов.

Последнее уточнение означает, что научный журнал ради сохранения собственного рейтинга и престижа не может изобиловать рекламными и информационными (зачастую оплачиваемыми) материалами. И поэтому в экономическом плане может делать ставку на взимание платы за публикацию, на продажу авторам отдельных номеров, на увеличение подписки.

Мы заинтересованы, чтобы подписка шла через издательство, потому что в этом случае мы знаем подписчика "в лицо".

Представление же о нашем журнале вы можете составить из публикуемой таблицы. Это фрагмент одной из страниц сайта elibrary.ru. Зайдя на сайт, можно найти пояснения, что означают те или иные показатели и как их рассчитывают.

На сайте вы найдете и издания, не входящие в перечень ВАК. В каких-то научных трудах публикации из этих журналов вошли в библиографический список, и они "автоматически" были зафиксированы системой elibrary.ru. Рейтинг научной публикации в таких журналах будет снижен.

Место журнала "Грузовик" в рейтинге SCIENCE INDEX за 2013 год по тематике "Транспорт" — 20.

Место в рейтинге SCIENCE INDEX за 2013 год по тематике "Машиностроение" — 48

ПОКАЗАТЕЛИ ПО ГОДАМ

Название показателя	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
• Показатель журнала в рейтинге SCIENCE INDEX	0,017	0,035	0,031	0,056	0,054	0,148	0,173
• Пятилетний импакт-фактор РИНЦ	0,031	0,027	0,034	0,067	0,063	0,079	0,101
• Пятилетний импакт-фактор РИНЦ без самоцитирования	0,018	0,027	0,034	0,045	0,043	0,076	0,099
• Общее число цитирований журнала в текущем году	25	23	26	49	45	54	67
из них самоцитирований	12	0	0	15	14	3	1
• Среднее число ссылок в списках цитируемой литературы	3	0	1	2	4	3	4
• Пятилетний индекс Херфиндаля по цитирующим журналам	2180	933	1302	1420	1406	637	696
• Индекс Херфиндаля по организациям авторов	828	800	911	1351	1064	699	902
• Десятилетний индекс Хирша	—	—	4	4	4	5	6

С. Н. Педенко, главный редактор журнала "Грузовик"

ABSTRACTS OF ARTICLES

- 2** *Dragunov G. D., Sidenko A. A., Loskutnikov I. A.* Model of the mechanism of automatic shift change center distance in the transfer case.
The mechanism of automatic shift transfer case can be switched in motion. The mathematical description of the operation of the mechanism gear in the transfer case of a moving car.
Keywords: all-wheel drive, gear shift, center distance, transfer gear.
- 6** *Antipenko V. S., Lebedev S. A.* The issue of special batteries.
The events of the past 15 years have led to reduced supply of new batteries. The article presents the current situation and problems in providing special equipment batteries.
Keywords: batteries, security problems.
- 10** *Balakina E. V., Zotov N. M., Fedin A. P., Storchilova T. A., Marukhin D. A., Kochetkov A. V.* Classification and analysis of models of elastic wheels.
Classification and results of analysis of different is considered models of an elastic wheel on their appointment and features, schemes and modes movements, to types of a nakruzheniye, and also on some other signs.
Keywords: elastic wheel, car, coupling, technical rationing, mathematical modeling, safety, stability, dynamics.
- 17** *Blinov Y. I.* On fundamentals of creating of dynamic theory of complex structural mechanic systems. Movement along a curved trajectory (maneuverability).
3-D multilinking dynamic model of interconnected oscillation of engine-transmission facility and suspension most adequately describes complex dynamic interrelations occurring during work processes of many classes of machines. Introduction of additional links into the basic model allows for studying the car's behavior when moving along a curved trajectory and provide recommendations for improvement of maneuverability.
Keywords: principle of objective reality, system, dynamic, complex-structural mechanic system, multilink, spatiality, own coordinate, autonomic wheel, maneuverability, dynamics of drift car wheels, equations bode roll and car bridges.
- 28** *Markov V. A., Furman V. V., Loboda S. S.* Calculation Research of Functional Process of Diesel Engine with Electronic Control System for Fuel Supply.
An electronic system design for controlling fuel supply in a transport diesel engine is presented. The results of calculation analysis for characteristics of the diesel engine D50 with an electronically controlled fuel supply system are given. An opportunity of fuel efficiency and exhaust toxicity characteristics improvement by the installation of the experimental fuel supply system is demonstrated.
Keywords: diesel engine, fuel supply system, control system, optimization, fuel efficiency, exhaust gases toxicity.
- 34** *Dan Chenggong.* The role of the automotive industry in the process of an exponential development of economy of China.
The article provides an analysis of the development of the automotive industry in China. In the evolution of the automobile industry of CHINA, depending on the goals and targets set by the State for the development of the industry, the author has five stages of development of China's automobile industry and shows the importance of this industry in the economic development of the country.
Keywords: automotive industry, economy, China.

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

Сдано в набор 16.07.2015. Подписано в печать 22.09.2015. 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 «Адванسد солюшнз». 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: www.aov.ru