Журнал выходит при информационной поддержке АМО ЗИЛ, ОАО "КАМАЗ", РУП "МАЗ", УП "МЗКТ", АЗ "Урал"

Учредитель

Открытое акционерное московское общество "Завод имени И. А. Лихачева" (АМО ЗИЛ)

Главный редактор

генеральный директор Управляющей организации АМО ЗИЛ

К. В. Лаптев

Зам. главного редактора И. А. Хороманская

Редакционный совет

А. С. Кузнецов В. Г. Мазепа Д. Х. Валеев М. С. Высоцкий В. А. Гуринович В. А. Марков А. П. Гурченко В. Ф. Платонов А. В. Дмитриевский В. А. Зорин А. П. Ракомсин Г. Н. Рейзина Н. А. Иващенко Е. Л. Рыбин А. Л. Карунин Г. А. Синеговский Л. Г. Красневский А. Ф. Синельников В. В. Корсаков В. С. Устименко Ю. В. Кудрявцев Х. А. Фасхиев

Корпункты:

в Республике Беларусь (г. Минск), Я. Е. Карповский Тел.: (10-375-17), 238-10-33, 217-90-38 в Украине (г. Харьков), В. Г. Дьяченко Тел. (10-380-572) 707-68-48

Журнал зарегистрирован в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации ПИ № 77-3346 от 10 мая 2000 г.

Адрес редакции

107076, Москва, Стромынский пер., 4/1 Тел.: (495) 269-49-97 E-mail: grouzovik@mashin.ru http://www.mashin.ru

Адрес издательства

107076, Москва, Стромынский пер., 4/1 Тел. (495) 268-38-58

Подписной индекс по каталогу "Роспечать" 72145, по объединенному каталогу "Пресса России" 41302, по каталогу "Почта России" 60262

© ОАО "Издательство "Машиностроение", "Грузовик &", 2008

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.

Грузовик & с приложением

Ежемесячный научно-технический и производственный журнал Выпускается с 1996 г.

Конструкция

- Николаев Ю. И., Гринюк В. С., Стаскевич С. Г., Поддубко С. И. Принципы построения типоразмерного ряда гидромеханических передач внедорожных машин и шасси
- 7 Лебедев С. А., Антипенко В. С., Антипенко С. В. Применение молекулярных накопителей энергии в пусковых устройствах
- **Вихренко** Д. В. Разработка оптимальной формы элементов картера ведущего моста грузового автомобиля
- Максименко А. Н., Бездников Д. В., Кутузов В. В., Васильев В. В. Повышение работоспособности гидропривода строительных и дорожных машин

Проектирование. Расчет

Катанаев Н. К. Моделирование характеристик топливной экономичности автомобиля

Экономика

- Дзоценидзе Т. Д. Разработка концепции создания семейства малогабаритных транспортных средств на основе локализации и синтеза основных технических требований
- Дзоценидзе Т. Д., Есеновский-Лашков Ю. К., Загарин Д. А., Кузнецов Н. С., Козловская М. А. Особенности развития отечественной автокомпонентной базы и проблема создания новых средств развития транспортной инфраструктуры

Технология

38 Солоницын Б. М., Калашников П. А. Анализ существующих технологических процессов изготовления цилиндрических зубчатых передач в автотракторном производстве

Экология

42 *Марков В. А., Ефанов А. А., Девянин С. Н.* Улучшение экологических характеристик транспортного дизеля регулированием состава смесевого биотоплива

Информация

- **57** *Автобусы* на Международной выставке в Бельгии
- **Международная** выставка грузовых автомобилей в Амстердаме

Страницы истории

60 *Мысливец Б. М.* Трамвайные вагоны — прошлое и настоящее (Продолжение)

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

2008 (No 146)

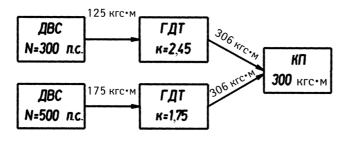


Ю. И. Николаев; В. С. Гринюк; С. Г. Стаскевич; С. И. Поддубко, канд. техн. наук.

Принципы построения типоразмерного ряда гидромеханических передач внедорожных машин и шасси

Излагаются принципы построения типоразмерного ряда гидромеханических трансмиссий внедорожных машин и шасси Минского завода колесных тягачей в мощностном диапазоне 250—680 л.с., обобщен многолетний опыт их создания и производства.

Гидромеханические трансмиссии (ГМТ) постоянно пользуются устойчивым спросом на рынке автомобильных трансмиссий ввиду ряда специфических свойств, которыми они обладают: переключение передач без разрыва потока мощности, автоматическое изменение передаточного отношения, обеспечение плавности трогания с места машины и



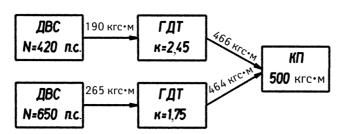


Рис. 1. Структурная схема семейства ГМТ

переключения передач. Развитие конструкций ГМТ идет по пути повышения КПД за счет увеличения числа передач редукторной части, уменьшения времени работы гидротрансформатора (ГДТ) в незаблокированном состоянии, применения интеллектуальных электронных систем управления, защиты и диагностики. В настоящее время для многих типов автомобилей (внедорожных, специальных, пожарных, карьерных самосвалов, городских автобусов), дорожно-строительных машин (бульдозеров, грейдеров, скреперов) и стационарных технологических установок (мобильных буровых комплексов, насосных станций) нет реальной альтернативы применению ГМТ.

Минский завод колесных тягачей (МКЗТ) производит широкую гамму многоосных полноприводных внедоржных машин и специальных шасси в мощностном диапазоне 250-650 л. с. и является практически единственным в постсоветском пространстве серийным производителем автоматических ГМТ планетарного типа. Учитывая многолетний опыт предприятия по созданию и производству ГМТ, было принято решение о разработке и постановке на производство нового перспективного семейства этих трансмиссий, удовлетворяющих современным мировым требованиям. Это многоступенчатые планетарные трансмиссии с электронной микропроцессорной системой управления, защиты и диагностисовместимой другими ки. электронными системами автомобиля (управления двигателем, тормозными системами, бортовой системой контроля и др.).

МЗКТ выпускает автомобили с дизелями мощностью 300—800 л. с. Для перекрытия этого мощностного диапазона необходимо иметь типоразмерный ряд из четырех ГМТ. Для сокращения производственных затрат выбрана стратегия, предполагающая комбинацию четырех различных по преобразующей способности гидротрансформаторов и двух базовых планетарных коробок передач (ПКП), рассчитанных на различный входной крутящий момент.



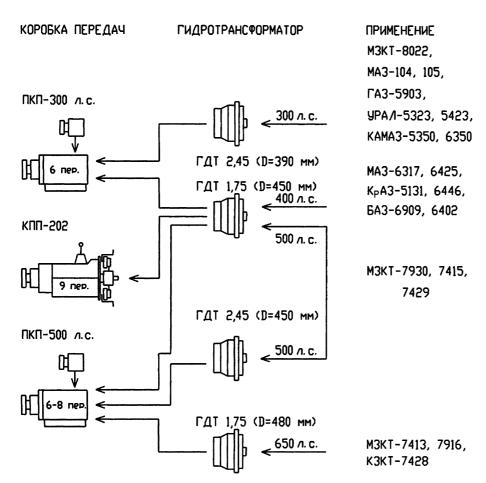


Рис. 2. Семейство перспективных ГМТ мощностью 250—650 л. с.

Структурная схема построения семейства ГМТ приведена на рис. 1, общая схема семейства ГМТ с указанием возможных потребителей — на рис. 2.

В семейство ГМТ включена также механическая девятиступенчатая коробка передач ЯМЗ-202, серийно выпускаемая на заводе. В сочетании с ГДТ, имеющим невысокий коэффициент преобразования момента, можно получить диапазонную гидропередачу (ДГП), состоящую из ГДТ, сцепления и коробки передач. Но в отличие от классической ГМТ эта трансмиссия имеет большую монтажную длину и неавтоматическое управление. Автоматизация управления коробкой передач и сцеплением может осуществляться электропневматической системой. Такая система серийно выпускается на МЗКТ (электронный блок производит МЭМЗ).

Первоначально для перспективного семейства ГМТ были выбраны две лопастные системы ГДТ с максимальным коэффициен-

том преобразования момента 1,75 и 2,45 и максимальным КПД 0,9 разработки соответственно Харьковского института машиностроения и НАМИ, а также две базовые планеторные коробки передач на входной момент 300 и 500 кгс · м, выполненные по одной кинематической схеме и имеющие во многом унифицированную конструкцию. Гидросистемы и системы управления у всех ГМТ полностью унифицированы. Комбинация этих узлов позволяет получить ГМТ с требуемыми входными и выходными характеристиками и набором внешних устройств (коробки отбора мощности, дополнительные насосы и др.). В основу построения семейства положен модульный принцип, схема которого приведена на рис. 3. Основными узлами, предназначенными для соединения с базовой ПКП, явля-

гидротрансформатор с собственной системой питания, управления и передним насосом;

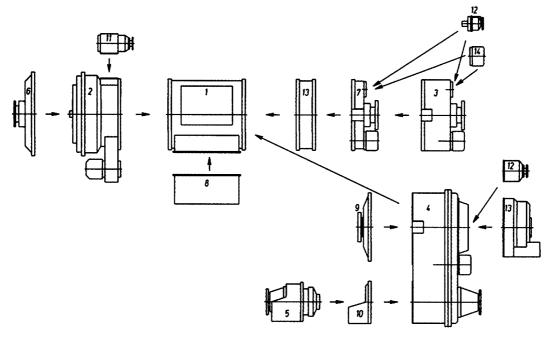


Рис. 3. Модульный принцип построения ГМТ:

1 — основная коробка передач; 2 — гидротрансформатор; 3 — диапазонный редуктор; 4 — раздаточная коробка; 5 — дифференциальный привод передних мостов; 6 — передняя крышка; 7 — задняя крышка; 8 — поддон; 9 — передняя крышка РК; 10 — поддон РК; 11 — механизм отбора мощности от трансмиссии; 13 — гидродинамический тормоз-замедлитель; 14 — дополнительный насос

- диапазонный редуктор (ДР);
- трехвальная раздаточная коробка (РК);
- механизм дифференциального привода передних мостов;
- передние крышки ГДТ и РК с приводом, если это необходимо для отдельной установки;
- задняя крышка $\Pi K \Pi$ с выходным валом и задним насосом;
 - поддоны ПКП и РК;
 - механизмы отбора мощности;
 - гидродинамический тормоз-замедлитель (ГТЗ).

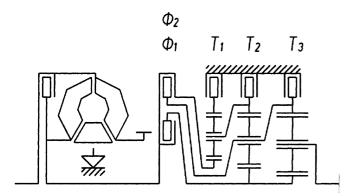


Рис. 4. Кинематическая схема ПКП:

 Φ — фрикцион; T — тормоз

Гидравлическая система ГМТ работает от двух насосов: переднего с приводом от насосного колеса ГДТ и заднего с приводом от выходного вала ГМТ. Наличие заднего насоса позволяет разгрузить передний насос при достижении определенной скорости движения, обеспечить смазывание ГМТ при буксировке автомобиля с неработающим двигателем, а также пуск двигателя буксировкой автомобиля.

В последнее время гамма ГДТ пополнена тремя лопастными системами разработки НАТИ с максимальными коэффициентами преобразования момента: 2,3; 2,6 и 2,8. Изготовитель колес ГДТ — ЗАО "Литмашдеталь" (г. Москва) обеспечивает высокое качество межлопастных каналов и максимальный КПД не менее 0,9. Колеса ГДТ изготовляются из алюминиевых сплавов методом литья под давлением.

Планетарные коробки передач ПКП-300 и ПКП-500 отличаются параметрами планетарных механизмов и количеством фрикционных дисков (табл. 1, 2). Кинематическая схема ПКП приведена на рис. 4, а схема силового потока на каждой передаче — на рис. 5.

Полный диапазон составляет 6,59 (см. табл. 1). Шестую передачу рекомендуется использовать с двигателями, имеющими максимальную частоту вращения коленчатого вала $1900 \, \mathrm{Muh}^{-1}$.

Полный диапазон составляет 6,77 (см. табл. 2).

В процессе переключения передач изменяется состояние только одного фрикциона, что значительно

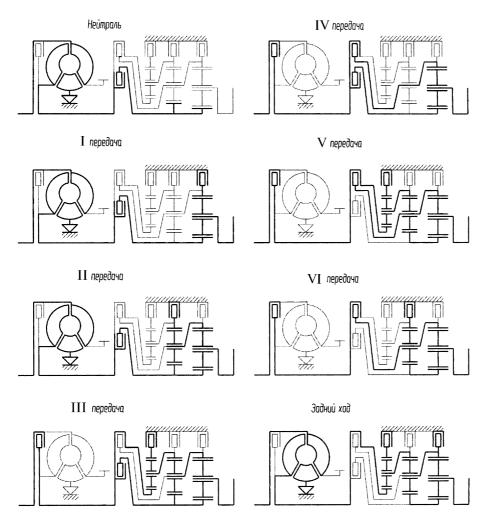


Рис. 5. Схема силового потока на различных передачах

 $\begin{tabular}{ll} $T\,a\,6\,\pi\,u\,\mu\,a & 1 \end{tabular} $ I \end{tabular}$ Передаточные числа коробки передач ПКП-300

Пере- дача	I	II	III	IV	V	VI	R
<i>u</i> δ	4,15 —	2,16 1,92	1,52 1,42		0,73 1,37		4,79 —
Примечание. u — передаточные числа; δ — отношение передаточных чисел.							

Пере- дача	I	II	III	IV	V	VI	R
Ф1	•	•	•	•			
Ф2			•	•	•	•	
T1			•		•		•
T2		•				•	
Т3	•						•

 $\begin{tabular}{ll} $T\,a\,6\,\pi\,u\,\mu\,a$ & 2 \\ \hline \end{tabular} \begin{tabular}{ll} $H\,a\,6\,\pi\,u\,\mu\,a$ & 2 \\ \hline \end{tabular} \begin{tabular}{ll} $H\,a\,6\,\pi\,u\,a$ &$

Пере- дача	Ι	II	III	IV	V	VI	R
и	4,40	2,20	1,52	1,00	0,74	0,65	4,95
δ	_	2,00	1,45	1,52	1,37	1,14	_

упрощает процесс регулирования плавности переключения передач (табл. 3). Для примера на рис. 6 изображен продольный разрез ГМТ-500.

В процессе создания семейства ГМТ активное участие принимали ученые Объединенного института машиностроения Национальной академии наук Республики Бе-

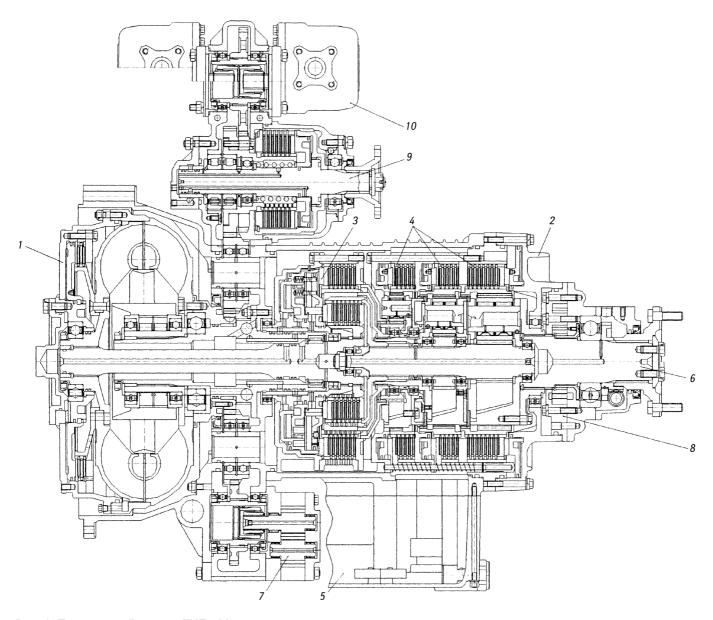


Рис. 6. Продольный разрез ГМТ-500:

 $1-\Gamma$ ДТ; $2-\Pi$ КП; 3- двойной фрикцион; 4- тормоза; 5- поддон; 6- выходной вал; 7- передний насос; 8- задний насос; 9- коробка отбора мощности; 10- дополнительный насос

ларусь. Ими были созданы динамические модели и программное обеспечение для оценки динамических нагрузок в ПКП на переходных режимах, произведена оптимизация конструкции основных нагруженных деталей и алгоритмов управления.

Таким образом, принятое к постановке на производство перспективное семейство ГМТ МЗКТ позволяет создавать различные варианты трансмиссий применительно к основным типам выпускаемых на

МЗКТ автомобилей с дизелями мощностью $250-650\,\mathrm{n.\,c.}$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. **Цитович, И. С.** Анализ и синтез планетарных коробок передач автомобилей и тракторов [Тескт] / И. С. Цитович, В. Б. Альгин, В. В. Грицкевич. Мн: Наука и техника, 1987.
- 2. **Альгин, В. Б.** Динамика трансмиссий автомобиля и трактора [Текст] / В. Б. Альгин, В. Я. Павловский, С. Н. Поддубко; Под ред. И. С. Цитовича. Мн.: Наука и техника, 1986.

При низких температурах окружающего воздуха от минус 20 °С и ниже и при большой силе стартерного тока свинцовая стартерная аккумуляторная батарея (АБ) может отдавать лишь 10—15 % запасенной энергии, т. е. большая ее часть не может быть израсходована на пуск двигателя внутреннего сгорания (ДВС). При низких температурах отдача АБ по энергии и мощности может снизиться настолько, что пуск ДВС становится невозможным. Это связано с резким увеличением внутреннего сопротивления АБ.

Повысить частоту вращения коленчатого вала ДВС автомобиля в начальный период пуска при неизменных параметрах АБ или вращать коленчатый вал с той же средней частотой при использовании АБ меньшей емкости позволяет подключение параллельно АБ молекулярного накопителя энергии (МНЭ), способного быстро накапливать и отдавать накопленную энергию. Применение комбинированного источника тока, построенного по такой схеме, в пусковом устройстве позволяет сделать его мобильным и высокоэффективным.

В настоящее время предприятием ЗАО "НПО "ТехноКор" освоено производство передвижных пусковых устройств и передвижных автономных агрегатов с применением МНЭ.

Передвижное пусковое устройство (ППУ-1) с МНЭ, представленное на рис. 1, предназначено для использования в качестве вспомогательного внешнего источника электрической энергии при пуске ДВС военной автомобильной техники (ВАТ) с номинальным напряжением бортовых АБ 12 и 24 В в полевых условиях и в условиях паркового хранения.

Заряд МНЭ ППУ-1 производится от внешнего источника постоянного тока (АБ, выпрямителя, сварочного аппарата). ППУ-1 подключается к бортовой сети образца ВАТ с помощью розеток внешнего пуска или к выводам АБ с помощью зажимов типа "клещи" и производится пуск ДВС в штатном режиме. Образцы военной автомобильной техники (ВАТ) должны быть подготовлены к пуску в соответствии с РЭ на образец.

Применение молекулярных накопителей энергии в пусковых устройствах

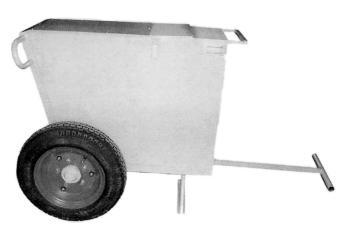


Рис. 1. Передвижное пусковое устройство ППУ-1

 $\Pi\Pi extsf{Y-1}$ (рис. 1) состоит из следующих основных частей:

- колесного хода;
- контейнера с откидной крышкой (отсек для хранения пусковых проводов);
- верхней крышки и откидной (отсека панели управления);
- электрооборудования (комплект из двух молекулярных накопителей энергии МНЭ-660/12, панель управления, блок тиристоров и коммутации, плата диодов и резисторов, балластный резистор РБ-0,05, соединительные проводники и шины).

Техническая характеристика ППУ-1 представлена в табл. 1.

Недостатком ППУ-1 является необходимость наличия дополнительного внешнего источника энергии для его заряда, большие габаритные размеры и масса

Автономные энергоагрегаты с молекулярными накопителями энергии серии АЭ-1 предназначены для внешнего электрического пуска (прокрутки) двигателей, разогрева моторно-трансмиссионных установок ВАТ и БТТ, оснащенных системами пуска, на-

С. А. Лебедев, канд. техн. наук; В. С. Ангипенко, канд. техн. наук, проф.; С. В. Антипенко,



Техническая характеристика ППУ-1

	•
Тип устройства	Передвижная установка, каркасно-блочного исполнения
Комплект МНЭ	МНЭ-660/12 емкостного типа 2 шт.
Схема коммутации МНЭ	Параллельная при напряжении бортовой сети образца ВАТ 12 В, последовательная при 24 В. Коммутация МНЭ автоматическая
Габаритные размеры ППУ-1, мм:	
длина (с вытянутой ручкой)	1200 (1500)
ширина	600
высота	700
Масса полностью укомплектованной ППУ-1, кг	165
Время, мин, полного заряда МНЭ от 0 В до 95 % номинального напряжения бортовой сети, не более:	
до 11,4 В	15
до 22,8 В	7
Назначенный ресурс (включая работу и хранение) до списания, число лет	Не менее 6
Мощность пускаемых двигателей, кВт (л. с.)	До 441 (600)

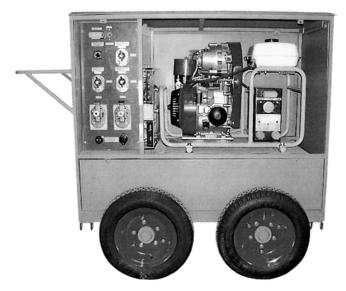


Рис. 2. Автономный энергоагрегат АЭ-1-3

пряжением 12 и 24 В. На рис. 2 представлен энергоагрегат АЭ-1-3. В состав энергоагрегатов входят:

- шасси одноосное (двухосное);
- агрегат питания $A\Pi$ бензогенераторная установка с пультом управления и регулирования зарядным током;
 - батарея молекулярных накопителей энергии;
 - кабели управления с разъемами;
- силовые кабели, силовые розетки, розетки внешнего пуска;
 - коммутационная аппаратура;
 - запасной инструмент и принадлежности.

Заряд батареи МНЭ производится от автономного бензогенераторного агрегата питания или любого внешнего источника постоянного тока (АБ, выпрями-

Технические характеристики энергоагрегатов серии АЭ-1

Таблица 2

Модель агрегата	АЭ-1-3	АЭ-1-4	АЭ-1-6			
Тип МНЭ	МНЭ-180/28	МНЭ-180/28	МНЭ-210/28			
Количество МНЭ, шт.	2	4	6			
Электрическая емкость батареи МНЭ, Ф	360	720	1260			
Сила тока, А/время заряда батареи МНЭ, мин	65/4	65/6	65/15			
Мощность пускаемых двигателей, кВт (л. с.)	До 368 (500)	До 735 (1000)	До 1103 (1500)			
Напряжение системы пуска, В	12 и 24	12 и 24/48*	24/48*			
Максимальная сила тока разряда, А	2000	2500	3000			
Тип пускаемых двигателей	Карбюраторный/	Карбюраторный/	Дизель/ГТД			
	дизель	дизель				
Полная масса, кг	290	403	544			
Габаритные размеры, мм:						
длина с ручкой	1600	1800	1800			
ширина	900	900	900			
высота	1300	1300	1300			
* Для бронетанковой техники с номинальным напряжением СЭП 48 В.						

теля, сварочного аппарата), а разряд на С $\Theta\Pi$ — в режиме штатного пуска.

Технические характеристики энергоагрегатов серии АЭ-1 представлены в табл. 2.

Данные энергоагрегаты прекрасно подходят для эксплуатации в воинских частях с большим числом единиц бронетанковой техники, техники, находящейся на хранении.

В Рязанском военном автомобильном институте для испытания комбинированного источника тока на ВАТ с номинальным напряжением бортовой сети 12 В разработано и изготовлено передвижное пуско-зарядное устройство. Передвижное пуско-зарядное устройство с энергоблоком — изделие ППЗУ-14 предназначено для использования в качестве вспомогательного внешнего источника электрической энергии при пуске ДВС ВАТ с номинальным напряжением бортовой сети 12 В в полевых условиях и в условиях паркового (гаражного) хранения, а также для предпускового заряда АБ (рис. 3).

ППЗУ-14 обеспечивает пуск ДВС образцов ВАТ совместно со штатными АБ или независимо от них. Сопрягается со всеми образцами ВАТ с номинальным напряжением бортовой сети 12 В. ППЗУ-14 подключается к бортовой сети образцов ВАТ параллельно АБ с помощью пускового провода с зажимами типа "крокодил" к выводам АБ.



Рис. 3. ППЗУ-14

Хранение ППЗУ-14 должно производиться в разряженном состоянии в закрытом вентилируемом помещении при температуре не ниже плюс 10 °С и относительной влажности 80 %. В воздухе не должно быть пыли, едких газов и паров, разъедающих металл и изоляцию проводов.

Техническая характеристика ППЗУ-14 представлена в табл. 3.

 $\Pi\Pi 3$ У-14 состоит из следующих основных элементов:

- колесного хода:
- контейнера с дверцей (отсек для размещения внутренних элементов устройства и для хранения пусковых проводов);
- верхней крышки откидной с размещенной на ней панелью управления;
- электрооборудования (МНЭ, АБ, контрольно-измерительные приборы, зарядное устройство, диод, соединительные провода).

ППЗУ-14 конструктивно выполнено в виде контейнера (сварной каркас из стального профиля с приваренными стенками и днищем) на съемном колесном ходу.

Рабочее положение пускового устройства вертикальное, для этого к днищу контейнера приварена подножка.

Таблица З Техническая характеристика ППЗУ-14

Тип устройства	Передвижная установка каркасно-блочного исполенения
Комплект энергоблока:	
аккумуляторная батарея	Батарея-модуль 6TCTC-100A*
МНЭ	МНЭ-660/12 ем- костного типа
Напряжение заряда МНЭ, В:	
номинальное	$12,0^{+0,5}$
максимальное	$14,0^{+0,5}$
Схема коммутации энерго- блока	Параллельная
Габаритные размеры, мм:	
длина	350
ширина	350
высота с ручкой	1100
Масса полностью укомплектованного ППЗУ-14, кг	Не более 70
Время полного заряда МНЭ от 0 до 11,4 В, мин	Не более 10
Электрооборудование	Двухпроводное
Мощность пускаемых двигателей, кВт (л. с.)	До 110 (150)
	l

^{*} Тип аккумуляторной батареи может изменяться от 50 до 100 А • ч.

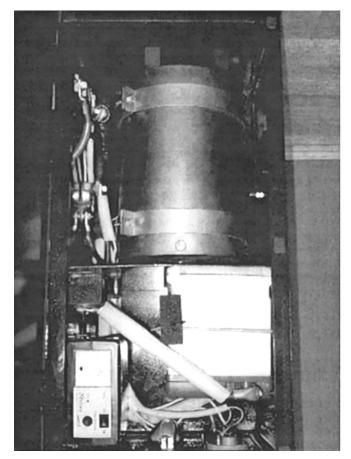


Рис. 4. Компоновка элементов ППЗУ-14

Для удобства передвижения, работы, обеспечения погрузки и разгрузки пускового устройства к его задней стенке приварена ручка. Контейнер имеет три функциональных отсека, доступ к которым обеспечивает открывающаяся дверца с защелкой шарикового типа и внутренним замком. Для обеспечения влаго-, пыле- и грязенепроницаемости боковые стенки и днище приварены к каркасу контейнера. Компоновка основных элементов пускового устройства в контейнере показана на рис. 4.

В нижнем отсеке размещаются МНЭ типа МНЭ-660/12, диод и выключатель накопителя энергии. Диод предотвращает возможность разряда МНЭ на АБ пускового устройства. В среднем отсеке расположены АБ, зарядное устройство и выключатель аккумуляторной батареи.

Третьим функциональным элементом является панель управления (рис. 5), которая включает: вольтметр, амперметр, контрольную лампу заряда МНЭ и выключатель контрольной лампы. Горение контрольной лампы информирует о заряженном состоянии МНЭ. При постановке ППЗУ-14 на длительное хранение накопитель энергии необходимо разрядить с помощью контрольной лампы.



Рис. 5. Панель управления ППЗУ-14

На правой стенке контейнера размещена розетка для подключения пускового провода. Пусковой провод представляет собой двухпроводный кабель с одной вилкой кабельной типа ΠC -315 и двумя контактными зажимами типа "крокодил" (красным (+) и черным (—)).

Для подзаряда АБ пускового устройства или предпускового заряда АБ автомобиля в состав ППЗУ-14 включено автоматическое зарядно-предпусковое устройство (ЗУ) модели PW415 (рис. 6).

Данное ЗУ позволяет производить заряд автомобильных АБ номинальным напряжением 12 и 24 В, в том числе полностью разряженных (до нуля), любых типа и емкости в полностью автоматическом режиме с возможностью ручной регулировки силы зарядного тока. Кроме этого, возможно использование ЗУ как многоцелевого источника постоянного тока для питания автомобильной аппаратуры и других устройств



Рис. 6. Автоматическое зарядно-предпусковое устройство модели PW415

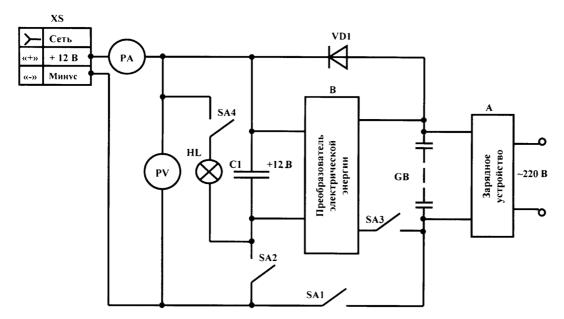


Рис. 7. Электрическая схема ППЗУ-14

и приборов. Можно также использовать ЗУ в неавтоматическом режиме для заряда МНЭ.

На рис. 7 представлена электрическая схема ППЗУ-14, которая включает в себя аккумуляторную батарею GB, молекулярный накопитель энергии C1, диод VD1, зарядное устройство A, выключатели SA1, SA2, SA3 и SA4, вольтметр PV, амперметр PA, контрольную лампу HL, розетку внешнего пуска XS. Для повышения эффективности работы ППЗУ-14 в состав его электрической схемы может быть включен преобразователь электрической энергии B.

Схема выполнена таким образом, что при подключении ППЗУ-14 к образцу ВАТ вольтметр автоматически показывает степень заряженности АБ.

ППЗУ-14 может производить пуск двигателя в двух режимах:

- от МНЭ и штатной АБ автомобиля;
- от энергоблока и штатной АБ автомобиля.

Схема соединения выбирается при помощи выключателя аккумуляторной батареи SA1 и выключателя накопителя энергии SA2.

В первом режиме заряд МНЭ С1 производится от АБ автомобиля, если ее напряжение не менее 11 В. Для этого необходимо подключить ППЗУ-14 к АБ автомобиля с помощью пускового провода и включить выключатель накопителя энергии SA2. Включив контрольную лампу НL выключателем SA4 и наблюдая за показаниями вольтметра PV, производят контроль за зарядом МНЭ С1.

Накопитель энергии С1 будет заряжаться до напряжения АБ автомобиля, при этом яркость горения контрольной лампы НL будет возрастать. При пуске двигателя основную токовую нагрузку возьмет на себя МНЭ С1, что повысит эффективность пуска и разгрузит АБ автомобиля, в результате чего в дальнейшем будет продлен ее срок службы.

Если же АБ автомобиля разрядилась и ее напряжение менее 11 В, заряд МНЭ С1 производится от АБ пускового устройства. В этом случае необходимо включить выключатель аккумуляторной батареи SA1 и выключатель накопителя энергии SA2. После заряда накопителя энергии С1 пуск двигателя осуществляется от энергоблока ППЗУ-14.

В том случае, когда производится пуск двигателей нескольких машин, рекомендуется заряд МНЭ производить от генератора предыдущей пущенной машины. Это позволит зарядить МНЭ до напряжения около 14 В, что значительно повысит эффективность его работы. Эффективность первого пуска можно повысить при наличии сети напряжением 220 В. В этом случае заряд МНЭ производится с помощью зарядного устройства PW415, входящего в состав ППЗУ-14.

Полученные экспериментальные данные по применению МНЭ для пуска ДВС указывают на перспективность применения ППЗУ для объектов ВАТ как в полевых условиях, так и в условиях паркового хранения.

Разработка оптимальной формы элементов картера ведущего моста грузового автомобиля

Предложена методика оптимизации основных элементов формы картера ведущего моста на основе расчета методом конечных элементов на стадии проектирования. Разработанные математические модели позволяют синтезировать оптимальную форму основных элементов формы картера для заданной нагрузки на мост.

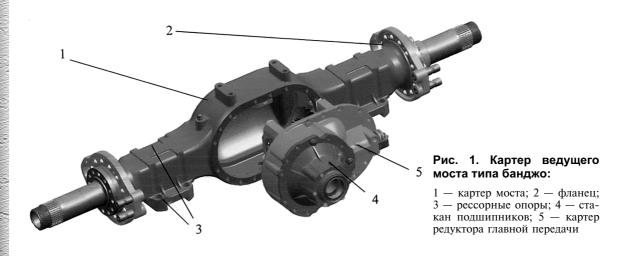
В грузовых автомобилях широко используются картеры типа банджо (рис. 1), характерной особенностью которых является наличие самостоятельного картера главной передачи, который крепится к фланцу большого отверстия в средней части картера моста.

Чаще всего картер типа банджо имеет две части, выштампованные из листа и сваренные между собой в продольной или поперечной плоскости симметрии моста. Также может применяться цельнолитая конструкция картера.

Существующая в настоящее время методика [1] подбора сечения картера ведущего моста основана на определении напряжений в картере методами сопротивления материалов с использованием расчетной схемы в виде двухопорной балки. Однако расчет напряжений в картере ведущего моста этими методами является неточным, в то время как расчеты методом конечных элементов (МКЭ) позволяют определить опасные места в картере и напряжения в них [2]. Следовательно, существует необходимость разработки методики расчета, проектирования и оптимизации картера ведущего моста на основе расчетов МКЭ.

Как показывает опыт расчетов картеров ведущих мостов, определяющими прочность картера режимами нагружения являются режим наезда на препятствие (вертикальная статическая нагрузка с коэффициентом динамичности $k_{\rm д}=2,5$ [1]) и режимы разгона (для заднего моста) и торможения (для переднего моста) с учетом перераспределения массы автомобиля.

Расчет по МКЭ штампосварного картера заднего ведущего моста в стендовом режиме нагружения позволил выявить зоны максимальных напряжений на сгибах рукавов картера, на переходе их в центральный редуктор (банджо) (рис. 2), что подтверждается характером разрушения изделия при стендовых испытаниях.



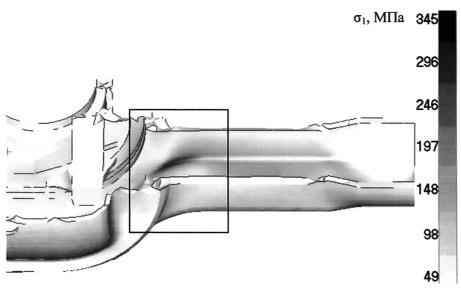


Рис. 2. Модифицируемая зона картера моста на переходе рукава в банджо

Очевидно, что существующая форма картера нуждается в модификации, которая позволила бы понизить напряжения в опасной зоне. Здесь следует увеличить радиус сгиба. Для оптимизации формы картера разработана методика проектирования, расчета и оптимизации, реализованная на Минском автозаводе, которая включает в себя следующие этапы.

- 1. Разработка упрощенной балочной конечно-элементной модели узла, ее расчет и подбор сечения при помощи функций оптимизации, встроенных в расчетную конечно-элементную систему MSC.Nastran или другую аналогичную систему САПР.
- 2. Разработка точной трехмерной электронной модели узла, в которой должны быть отражены все элементы, влияющие на прочность, жесткость и распределение напряжений в конструкции (в том числе концентраторы галтели, отверстия, ребра жесткости, скругления углов).
- 3. Разработка конечно-элементной модели узла на основе точной трехмерной электронной модели и расчет ее в системе MSC. Nastran или другой аналогичной системе САПР.
- 4. Выбор параметров и критериев оптимизации, разработка плана численного эксперимента.
- 5. Разработка трехмерных электронных моделей узла согласно плану эксперимента.
- 6. Разработка конечно-элементных моделей узла на основе трехмерных электрон-

ных моделей и расчет их в системе MSC. Nastran или другой аналогичной системе САПР.

- 7. Формулировка на основе выполненных расчетов функций отклика, описывающих поведение критериев в зависимости от параметров оптимизации.
- 8. Создание на основе функций отклика математической модели для решения оптимизационной задачи.
- 9. Минимизация целевой функции и получение оптимальных параметров узла.
- 10. Разработка трехмерной электронной и конечно-элементной моделей оптимальной конструкции узла и проверочный расчет.

С целью оптимизации формы картера на переходе рукавов в банджо в качестве варьируемых параметров оптимизации выбраны: высота H и ширина B рукава, толщина t его стенок и внешний радиус r скругления его ребер (рис. 3). Так как толщина стенок картера одинакова по сечению, внутренний радиус однозначно определяется как разница между наружным радиусом r и толщиной t.

Кроме указанных параметров, на напряженно-деформированное состояние (НДС) в исследуемой зоне влияет радиус перехода рукавов в банджо в продольной плоскости картера R (рис. 4). Очевидно, что с точки зрения снижения концентрации напряжений этот радиус должен быть максимально возможным. Однако необходимо

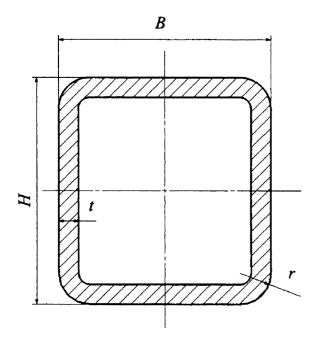


Рис. 3. Сечение балки

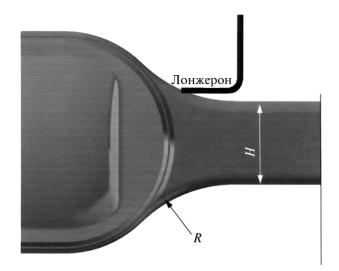


Рис. 4. Переход рукавов в банджо в продольной плоскости картера

учитывать компоновочные ограничения (на рисунке изображен лонжерон при пробое подвески), из которых можно определить однозначную взаимосвязь между параметрами R и H.

Постановка задачи оптимизации (минимизация массы m картера моста при условии выполнения ограничений по максимальным напряжениям на внешнем σ_B и внутреннем σ_H контурах опасного се-

чения и жесткости конструкции, определяемой прогибом δ) формализуется системой следующих соотношений:

$$m = m(H, B, t, r) \Rightarrow \min;$$

$$\sigma_{H}(H, B, t, r) \leq [\sigma];$$

$$\sigma_{B}(H, B, t, r) \leq [\sigma];$$

$$\delta(H, B, t, r) \leq [\delta].$$
(1)

Для решения задачи оптимизации был разработан план дробного факторного эксперимента 2^{4-1} [3], дополненный звездными точками для учета нелинейных эффектов. В результате обработки его результатов получены уравнения отклика в виде:

$$m = 64,99 + 0,77\Delta H + 4,99\Delta t - 0,27\Delta r + + 2,28\Delta B;$$

$$\sigma_{H} = 0,1P_{HOM}/(8,041 + 0,31\Delta H + 0,663\Delta t - - 0,147\Delta r + 0,366\Delta B - 0,102(\Delta H)^{2} - - 0,003(\Delta t)^{2} - 0,052(\Delta r)^{2} + 0,01(\Delta B)^{2});$$

$$\sigma_{B} = 0,1P_{HOM}/(9,149 - 0,19\Delta H + 0,895\Delta t + + 1,086\Delta r - 0,23\Delta B - 0,35(\Delta H)^{2} + + 0,008(\Delta t)^{2} - 0,282(\Delta r)^{2} - 0,007(\Delta B)^{2}),$$

$$\delta = 0,001P_{HOM}/(6,74 + 0,409\Delta H + 0,406\Delta t - - 0,025\Delta r + 0,156\Delta B - 0,157(\Delta H)^{2} - - 0,024(\Delta t)^{2} - 0,006(\Delta r)^{2} - 0,036(\Delta B)^{2}),$$

$$(2)$$

где Δ — отклонение соответствующего параметра от его заранее выбранного среднего значения (H = 15 см, B = 14 см, t = 11 мм, r = 4 см); $P_{\rm HOM}$ — номинальная нагрузка на мост.

Из анализа уравнений (2) видно, что как на напряжения, так и на массу наибольшее влияние оказывает изменение толщины Δt , в то же время увеличение радиуса скругления r приводит к существенному снижению напряжений на внутреннем сгибе при незначительном увеличении напряжений на внешнем контуре и некотором уменьшении массы. Таким образом, увеличение радиуса позволяет достигнуть условия равнопрочности на внешнем и внутреннем контурах сечения, что является основным фактором оптимизации.

Для решения оптимизационной задачи, а именно минимизации функции массы при удовлетворении ограничений по напряжениям и прогибу, разработана математическая модель в системе Mathcad, в которой ограничения записаны как

$$\sigma \leq [\sigma]; \quad \delta \leq [\delta]. \tag{3}$$

Задаваясь номинальной нагрузкой на мост и допустимыми значениями напряжений и прогибов,

можно найти искомые геометрические параметры.

Расчет по разработанной математической модели картера при номинальной нагрузке $P_{\text{ном}} = 100 \text{ кH}$ позволил предложить для такой нагрузки конструкцию с уменьшенной толщиной и увеличенным радиусом скругления сечения в опасной зоне; масса картера (без картера редуктора и колесных цапф) на 26 % меньше серийной конструкции при том, что напряжения в опасной зоне также ниже на 13 %. Расчеты при нагрузке $P_{\text{ном}}$, равной 130 и 160 кH, также позволили получить оптимальные параметры формы, что свидетельствует о хорошей работе разработанной модели оптимизации в широком диапазоне нагрузок.

Расчет в режиме разгона также показал снижение напряжений при уменьшенной массе оптимизированной конструкции.

Оценить долговечность можно, сравнив напряжения в картере с пределом выносливости. Так, по данным программы Resurs [4] предел выносливости при отнулевом цикле при 90 %-ной вероятности неразрушения (для образцов из стали 17 Γ 1C) σ_{000p} = = 193,5 МПа; с учетом коэффициента перехода от растяжения-сжатия к изгибу $k_{\rm p-u} =$ = 0,75 и коэффициента концентрации образца $\alpha_{0{
m ofp}}$ = 1,17 [5] получается итоговое значение предела выносливости $\sigma_0 = 302 \, \text{M}\Pi a$. Это значение составляет 87 % предела текучести ($\sigma_0 = 0.87 \sigma_{0.2}$). В соответствии с требованиями ОСТ 37.001.674—2002 картер должен выдержать 1 млн циклов при удвоенной номинальной нагрузке, т. е. должно выполняться условие

$$\sigma_{\text{maxhom}} \le \sigma_0/2,$$
 (4)

где $\sigma_{\text{max hom}}$ — максимальные напряжения в картере при номинальной нагрузке.

С другой стороны, учитывая, что $\sigma_0 = 0.87 \sigma_{0,2}$, выражение (4) можно записать в виле

$$\sigma_{\text{max HOM}} \le 0.43\sigma_{0.2}.\tag{5}$$

Учитывая принятое ранее условие прочности

$$\sigma_{\text{тахном}} \leq \sigma_{0,2}/k_{\text{д}}$$
 или $\sigma_{\text{тахном}} \leq 0,4\sigma_{0,2}$, (6) отметим, что при выполнении условия (6) условие (4) выполняется безусловно и долговечность 1 млн циклов обеспечивается.

Другой опасной зоной в картере ведущего моста типа банджо является его фланце-

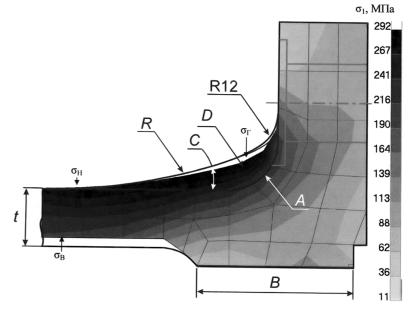
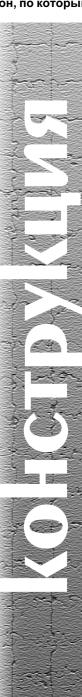


Рис. 5. Растягивающие напряжения в зоне фланца картера моста в режиме торможения с указанием параметров и зон, по которым выполнена оптимизация

вая часть. Результаты расчетов промежуточных вариантов литого картера переднего ведущего моста в режиме торможения [6] показывают, что на напряжения влияют конструктивные параметры (A—D, t, R, puc. 5):

- увеличение радиуса *А* перехода рукава картера моста во фланец приводит к снижению напряжений;
- введение тонкостенных ребер не снижает напряжения;
- увеличение угла конуса C уменьшает напряжения.

На основе анализа чувствительности напряжений к конструктивным параметрам предлагается исполнять фланцевую часть картера в виде конуса с образующей в виде дуги. Для выбора оптимальных параметров (радиус образующей R и толщина t) разработан план двухфакторного численного эксперимента с тремя уровнями для каждого фактора. Толщина t варьируется от 12 мм до 16 мм; вместо радиуса R в качестве фактора принята обратная величина — кривизна K, так как в предельном случае (цилиндрическая поверхность фланца) радиус R стремится к бесконечности, в то время как кривизна — к нулю, что позволяет задать пределы варьирования фактора K от 0 до 0.0077 мм $^{-1}$ (соответствует минимально



возможному по компоновочным соображениям радиусу R = 130 мм).

В качестве целевой функции принята масса m картера моста, ограничениями являются максимальные напряжения на внешнем σ_H и σ_Γ и внутреннем σ_B (рис. 5) контурах опасного сечения в режиме торможения. Обработка результатов опытов по методу наименьших квадратов позволила получить функции отклика. Сравнение значений, полученных при численном эксперименте и при расчете по функциям отклика, показало, что максимальное отклонение составляет немногим более 5 % для напряжений σ_Γ .

Для уточнения математической модели сужается область варьирования кривизны K от 0,0385 до 0,0077 мм $^{-1}$ и выполняются дополнительные расчеты напряженно-деформируемого состояния картера с параметром K=0,005775 мм $^{-1}$.

Учитывая, что при разработке функций отклика для зоны перехода рукавов картера в банджо хорошо себя проявила математическая модель, в которой полином по приращениям факторов расположен в знаменателе, в данном случае таким способом создается функция оклика:

$$m = 103,57 + 0,5\Delta t + 0,35\Delta K - 0,017(\Delta K)^{2},$$

$$\sigma_{B} = 0,1P_{HOM}/(38,84 + 1,44\Delta t + 0,12\Delta K - 0,46(\Delta t)^{2} - 0,026(\Delta K)^{2} - 0,227\Delta t\Delta K);$$

$$\sigma_{H} = 0,1P_{HOM}/(33,82 + 0,095\Delta t - 2,765\Delta K + 0,177(\Delta t)^{2} + 0,384(\Delta K)^{2} + 0,904\Delta t\Delta K);$$

$$\sigma_{\Gamma} = 0,1P_{HOM}/(30,59 + 0,35\Delta t + 3,98\Delta K - 0,002(\Delta t)^{2} - 0,61(\Delta K)^{2} - 0,15\Delta t\Delta K),$$

$$(7)$$

где $\Delta t = (t - 14)/2$; $\Delta K = (K - 0.005775)/0.001925$.

Сравнение значений, полученных при численном эксперименте и при расчете по функциям отклика, показало, что максимальное отклонение для напряжений σ_{Γ} составляет 4,5 %.

Для решения оптимизационной задачи разработана математическая модель в системе Mathcad. Оп-

тимальные значения параметров, определенных по этой модели в пределах их варьирования с учетом округления до стандартных значений, следующие: $t=12\,$ мм; $R=180\,$ мм ($K=0,0055\,$ мм $^{-1}$). Расчет по МКЭ картера с такими параметрами показал, что максимальная погрешность определения напряжений составляет 5 %, что можно считать хорошим совпадением результатов.

В результате оптимизации параметров фланцевой части напряжения в режиме торможения снизились на 21%, при этом масса увеличивается на 0.8 кг (менее 1%).

Таким образом, разработанная методика позволяет на стадии проектирования оптимизировать основные элементы формы картера ведущего моста типа банджо: сечение рукавов, форма перехода от рукавов к банджо, форма перехода рукавов к фланцам. Разработанные математические модели дают возможность синтезировать оптимальную форму указанных элементов для заданной нагрузки на мост.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Автомобили: Конструкция, конструирование, расчет. Системы управления и ходовая часть: учеб. пособие для вузов, под ред. А. И. Гришкевича [Текст] — Минск: Вышэйшая школа, 1987. — 200 с.
- 2. **Захарик, Ан. М.** Статический расчет и испытания картера ведущего моста [Текст] / Ан. М. Захарик, Д. В. Вихренко, Ал. М. Захарик, А. В. Рубцов // Грузовик. 2006. № 12. С. 53—54.
- Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий [Текст] / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. — М.: Наука, 1976. — 280 с.
- Разработка программы расчета долговечности наиболее нагруженных зон рамы по результатам моделирования условий нагружения: отчет о НИР / НИРУП "Белавтотракторостроение". — Минск, 2005. — 35 с. — № ГР 2002307.
- Вихренко, Д. В. Расчетно-экспериментальный метод оценки долговечности деталей сложной конфигурации с концентрацией напряжений [Текст] / Д. В. Вихренко // Вестник машиностроения. — 2008. — № 3.
- 6. Захарик, Ан. М. Оптимизация конструкции картера ведущего моста большегрузного автомобиля [Текст] / Ан. М. Захарик, Ал. М. Захарик, А. Г. Выгонный, Ю. М. Захарик, Д. В. Вихренко // Вестник машиностроения. 2006. № 11. С. 23—25.

"Группа ГАЗ" экспортирует в Судан пятьдесят автомобилей "Урал"

Автомобильный завод "Урал" "Группы ГАЗ" поставит Судану 50 автомобилей марки "Урал".

Согласно контракту в Судан отправят 50 полноприводных автомобилей "Урал-4320" с колесной формулой 6 × 6. Автомобили "Урал" комплектуются двигателем производства ярославского моторного завода "Автодизель" "Группы ГАЗ" мощностью 240 л. с., пятиступенчатыми коробками передач и двухступенчатой раздаточной коробкой с блокируемым межосевым дифференциалом. Масса снаряженного шасси 8 т. Средний и задний мосты автомобиля имеют блокировку межколесных дифференциалов. Агрегаты оборудованы системой герметизации. Тормозная система двухконтурная, с гидравлическим приводом. Емкость топливных баков 300 л.

Предназначенный для эксплуатации в Судане автомобиль "Урал" проходит доработку с учетом климатических условий Африки. Российская и суданская стороны рассматривают варианты дальнейшего расширения сотрудничества.

Пресс-центр ОАО "АЗ "Урал"

Широкое распространение машин с объемным гидроприводом в настоящее время усилило актуальность вопросов, связанных с проблемой повышения эффективности использования гидрофицированных дорожных, строительных машин, а также повышения уровня технической готовности парков машин.

Готовность машин в значительной степени зависит от состояния гидропривода, на долю которого приходится свыше 40 % отказов по строительным машинам [1].

Однако для различных строительно-дорожных машин (СДМ) количество отказов гидропривода изменяется от 5 до 75 % общего количества отказов за рассматриваемый интервал времени. Интенсивность отказов зависит в значительной степени от наработки с начала эксплуатации, тонкости фильтрации рабочей жидкости (РЖ) и режима рабочего процесса.

В системе департамента "Белавтодор" проведен анализ работоспособности гидропривода экскаваторов и асфальтоукладчиков с различной наработкой с начала эксплуатации и разной тонкостью очистки рабочей жидкости (табл. 1).

Гидропривод зарубежной техники (экскаваторы JCB JS220SC и асфальтоукладчики VOGELE 1600) имеют более высокую степень очистки рабочей жидкости 1,5 и 5 мкм соответственно, что влияет на его работоспособность. Так, на протяжении трех

Повышение работоспособно- сти гидропривода строительных и дорожных машин

лет эксплуатации отказов в сборочных единицах гидропривода не было. За рассматриваемый период эксплуатации машины с тонкостью очистки рабочей жидкости не менее 25 мкм отказы гидропривода экскаваторов составляли до 75 % всех отказов, а для асфальтоукладчиков соответственно до 10 %.

Суммарное время простоев и время на поддержание и восстановление работоспособности гидропривода сравниваемых машин изменяется от продолжительности эксплуатации. Динамика их изменений в зависимости от продолжительности эксплуатации СДМ отражена через комплексный показатель надежности — коэффициент технического использования K_{TM} . За сравниваемый период времени для экскаваторов $K_{\rm TM}$ изменялся от 0,96 до 0,77. Причем интенсивность снижения $K_{\text{ти}}$ для экскаваторов ЭО-5126 более высокая, так за третий год эксплуатации $K_{\rm TH}=0{,}77{,}$ т. е. снизился на 17 % по сравнению с 2 % для экскаваторов JCB JS220SC. Изменение $K_{\text{ти}}$ для асфальтоукладчиков отечественного производства составило 38 % и соответственно зарубежного 20 %.

Таблица 1 Зависимость коэффициента технического использования K_{TH} и простоев (суммарного времени t_{c} и времени из-за отказов гидропровода t_{r}) на 1000 моточасов на поддержание и восстановление работоспособности СДМ от их срока службы

		Год эксплуатации											
Машина Марка		1-й		2-й			3-й		4-й				
		$t_{\rm c}$	t_{Γ}	K_{TM}	$t_{\rm c}$	t_{Γ}	K_{TM}	$t_{\rm c}$	t_{Γ}	K_{TM}	$t_{\rm c}$	t_{Γ}	K_{TM}
Экскава- торы	ЭО-5126 JCB JS220SC	76 42	64 —	0,93 0,96	103 49	77 —	0,90 0,95	294 53	220 —	0,77 0,94	604	452	0,62
Асфальто- укладчики	VOGELE1600 ДС-191-506	65 112	1 1	0,93 0,90	242 390	_ 37	0,80 0,72	346 773	_ 31	0,74 0,56	396 866	_ 76	0,71 0,53

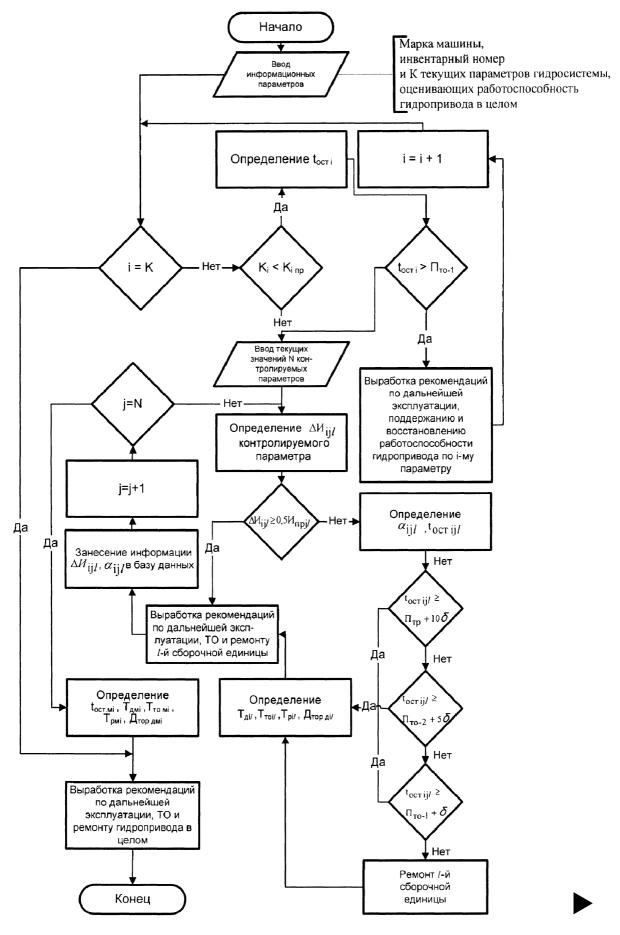
А. Н. Максименко;

Д. В. Бездников;

В. В. Кутузов;

В. В. Васильев





Традиционные методы обеспечения надежности гидроприводов, основанные на системе планово-предупредительных ремонтов, не обеспечивают в полной мере готовность парков гидрофицированных машин.

В настоящее время к техническому состоянию парка строительно-дорожных и других гидрофицированных машин предъявляются более жесткие требования: высокопроизводительная безотказная работа на объекте, контролепригодность, приспособленность к техническому обслуживанию и ремонту с минимальными затратами.

Одним из путей снижения затрат в процессе эксплуатации являются своевременность и трудоемкость проведения ремонтов. Эту задачу невозможно решить без диагностирования всех систем и сборочных единиц. Выявлять дефекты на станциях диагностирования не всегда рационально из-за значительных транспортных расходов. Наиболее целесообразным на данном этапе считается применение диагностирования систем и механизмов с помощью встроенных или накладных датчиков с выводом для возможности периодического подключения к диагностическим комплексам или использование приборов, устройств, определяющих контролируемые параметры без разгерметизации гидравлической системы. Но для этого необходимо разработать алгоритмы диагностирования, способные по текущим значениям параметров функционирования следить за состоянием сборочных единиц и гидропривода в целом. При использовании информационных технологий поддержание и восстановление работоспособности гидропривода по результатам диагностирования можно осуществить по предлагаемому алгоритму (рис. 1).

В соответствии с алгоритмом процесс диагностирования проходит в два этапа: первый — по параметрам, оценивающим работоспособность гидропривода в целом, второй — по оценке работоспособности сборочных единиц.

Если на первом этапе все параметры ниже предельных и значения работоспособности — остаточный ресурс превышает периодичность технического обслуживания, то вырабатываются рекомендации по дальнейшей эксплуатации гидропривода в целом и работа алгоритма заканчивается. Однако если один из параметров на первом этапе достиг предельного значения или значения остаточного ресурса меньше периодичности ТО-1, работа начинает осуществляться по второму этапу алгоритма. На втором этапе работы вначале осуществляется ввод текущих значений диагностируемых параметров всех сборочных единиц гидропривода. В качестве основных параметров могут использоваться: давление, подача насоса, расход рабочей жидкости (РЖ), температура, уровень шума и т. д. Полный перечень диагностируемых параметров как для гидропривода в целом, так и сборочных единиц приведен в нормативном документе МДС 12-20.2004. После ввода текущих значений контролируемых параметров по всем элементам сравниваются эти значения с предельными, рассчитываются остаточный ресурс и интенсивность изменения значений контролируемых параметров.

Значения остаточного ресурса и динамика изменения текущих значений контролируемых параметров позволяют спрогнозировать работоспособность сборочных единиц и гидропривода в целом, вырабо-

Рис. 1. Алгоритм поддержания и восстановления работоспособности гидропривода СДМ:

K- количество контролируемых параметров, оценивающих работоспособность гидропривода в целом; $K_{\rm inp}-$ предельное значение контролируемого параметра, оценивающего работоспособность гидропривода в целом; N- количество контролируемых параметров; i- порядковый номер параметра оценки технического состояния объекта; l- порядковый номер сборочной единицы или системы; j- порядковый номер контролируемого параметра; $\alpha_{ijl}-$ показатель степени, характеризующий интенсивность изменения j-го параметра l-й сборочной единицы; $t_{\rm ocrijl}-$ остаточный ресурс l-й сборочной единицы; $\Delta H_{ijl}-$ приращение или уменьшение j-го параметра относительно его начального значения l-й сборочной единицы; T_{nil} , $T_{\rm roil}$, $T_{pil}-$ трудоемкость сответственно диагностики, $T_{\rm O}$ и ремонта l-й сборочной единицы; $T_{\rm coll}$, $T_{\rm coll}$, $T_{\rm pil}-$ трудоемкость сответственно диагностики, $T_{\rm O}$ и ремонта t-й сборочной единицы; $T_{\rm coll}$, T_{\rm

тать рекомендации о времени проведения ремонтов и исключить отказы машины на объекте.

Одним из важнейших контролируемых параметров работоспособности гидропривода является состав РЖ и давление в системе. Наличие механических включений и воды в РЖ по зарубежным и отечественным данным значительно сокращает ресурс гидропривода (70—90 % отказов общего количества) [2, 3]. Степень загрязнения РЖ гидропривода зависит от конструктивных особенностей, условий эксплуатации и уровня поддержания и восстановления его работоспособности.

РЖ в гидроприводах СДМ постоянно загрязняется твердыми частицами, которые, находясь во взвешенном состоянии, попадают вместе с жидкостью в насосы, гидродвигатели и гидроаппараты. Это существенно (порой в 10 раз) снижает срок службы гидромашин и гидроаппаратов и отрицательно сказывается на их работе, так как твердые частицы соизмеримы с размерами зазоров, щелей, каналов, вызывают их закупорку, заклинивание подвижных пар и интенсивный износ трущихся поверхностей.

Во время работы гидропривода в масло попадают продукты износа трущихся деталей гидроагрегатов — тончайшие металлические стружки и опилки. Однако главный источник загрязнений проникает в бак через сапун и заливную горловину. Максимальный процесс загрязнения происходит при пополнении гидравлической системы РЖ и ее разгерметизации при ремонте и диагностировании [4].

Срок службы масла зависит от условий работы гидропривода: номинального и максимального давления, нагруженности гидросистемы (частоты рабочих циклов), температуры, качества технического обслуживания (концентрации механических примесей, наличия растворимых и диспергированных воздуха и воды), длительности контакта с медью и оловом, оказывающих катализирующее воздействие и так далее. При одинаковых условиях срок службы РЖ различен, поэтому нормативные сроки замены жидкостей, предусмотренные документацией на оборудование, следует рассматривать как ориентировочные.

Фактические сроки замены РЖ можно определить только посредством лабораторного анализа контролируемых параметров — степени загрязнения и обводнения, кислотного числа, вязкости и др.

Требования к экономии РЖ как производного продукта нефти послужили стимулом поиска технических решений по повышению эксплуатационного ресурса и работоспособности гидропривода очисткой рабочей жидкости.

В настоящее время широко применяется центробежный метод очистки РЖ. Существует много конструкций центробежных очистителей (центрифуг). Все они, за некоторым исключением, предназначены для очистки масла и классифицируются в зависимости от используемого в них привода. В настоящее время наиболее широко распространены масляные центрифуги с гидравлическим реактивным приводом, которые не требуют специального приводного устройства, так как вращение ротора осуществляется за счет кинетической энергии масла; имеют сравнительно высокую угловую скорость ротора; просты в изготовлении и техническом обслуживании.

Однако использование центробежного метода очистки РЖ наряду с очисткой РЖ через специальные фильтроэлементы предусматривает разгерметизацию гидросистем при замене фильтроэлементов или удалении примесей из РЖ.

Эти недостатки можно исключить при использовании гидроциклона. Причем его можно включать в магистраль гидропривода перед фильтром (разгружая его и продлевая ресурс) сливной магистрали или использовать специальные установки для периодической очистки РЖ. По интенсивности загрязнения рабочей жидкости можно прогнозировать работоспособность гидропривода и РЖ.

Для высококачественной очистки рабочей жидкости от механических включений и воды по имеющимся конструктивным рекомендациям были изготовлены гидроциклон и проведены экспериментальные исследования [6].

Экспериментальные исследования проводились на двух опытных моделях гидроциклона с установлением объема выделенной воды и массы механических примесей в зависимости от времени работы.

Характеристики экспериментальных моделей приведены в табл. 2.

Установлено, что эффективность выделения воды и механических включений из РЖ зависит от конструктивных особенностей гидроциклонов (рис. 2 и 3).

Результаты проведенных экспериментов показывают эффективность применения гидроциклон-

Таблица 2 **Геометрические параметры гидроциклонов**

№ модели	Высота $_{ m Цилиндри-}$ ческой части $_{ m H_{II}}$, мм	Диаметр цилиндри- ческой части $D_{ m II}$, мм	Угол конус- ности, °
1 2	55	90	40
	45	80	25

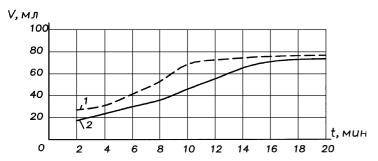


Рис. 2. Зависимость объема воды *V*, оказавшейся в шламовой насадке, от времени эксперимента:

- 1 экспериментальная модель № 1;
- 2 экспериментальная модель № 2

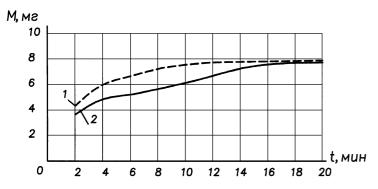


Рис. 3. Зависимость массы механических включений *M*, оказавшейся в шламовой насадке, от времени эксперимента:

- 1 экспериментальная модель № 1;
- 2 экспериментальная модель № 2

ного аппарата для очистки гидравлической жидкости от механических включений и воды в действующем гидроприводе.

При включении гидроциклона в систему производится отбор механических включений и отбор РЖ для анализа без разгерметизации гидравлической системы.

Для определения важнейшего параметра диагностирования — давления в напорном и рабочих контурах гидросистемы в Белорусско-Российском университете проводится работа по изготовлению устройства для определения этой величины без разгерметизации гидравлической системы.

Определение в процессе работы гидрофицированной машины интенсивности изменения давления в гидравлической системе и степени загрязнения РЖ позволит определять остаточный ресурс гидропривода без его разгерметизации в соответствии с приведенным алгоритмом (см. рис. 1) и обеспечить безотказную работу на объекте.

Проведенные исследования по повышению работоспособности гидропривода СДМ позволяют сделать вывод о возможности применения методов диагностирования без разгерметизации гидравличе-

ских систем уже эксплуатируемой техники и целесообразности продолжения исследований для внедрения гидроциклонов в процесс очистки РЖ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Эксплуатация подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин: учебник для студ. высш. учеб. заведений; под ред. Е. С. Локшина [Текст] / А. В. Рубайлов, Ф. Ю. Керимов, В. Я. Дворковой и др.; М.: изд. центр "Академия", 2007. 512 с.
- Свешников, В. К. Фильтрование рабочих жидкостей в современных гидроприводах [Текст] / В. К. Свешников // Гидравлика и пневматика. — 2006. — № 13—14.
- 3. **Шекунов, А. К.** Фильтры в гидросистемах машин [Текст] / А. К. Шекунов, В. А. Васильченко // Путь и путевое хозяйство. 2006. № 12.
- Максименко, А. Н. Эксплуатация строительных и дорожных машин: учеб пособие [Текст] / А. Н. Максименко. — СПб.: БХВ-Петербург, 2006. — 400 с.
- 5. **Максименко, А. Н.** Диагностика строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин: учеб. пособие [Текст] / А. Н. Максименко, Г. Л. Антипенко, Г. С. Лягушев. СПб.: БХВ-Петербург, 2008. 302 с.
- Максименко, А. Н. Влияние качества рабочей жидкости на работоспособность гидропривода [Текст] / А. Н. Максименко, Д. В. Бездников, В. В. Кутузов, В. В. Васильев, О. В. Борисенко // Грузовик &. М.: Машиностроение. 2007. № 7. С. 26—28.

Моделирование характеристик топливной экономичности автомобиля

Предлагается математическое описание характеристик топливной экономичности в широком диапазоне варьирования параметров, позволяющем использовать модель в оптимизационных задачах.

Топливная экономичность автомобиля чаще всего оценивается расходом топлива, отнесенным к пройденному пути, и может быть определена из выражения:

$$g_{\rm y} = g_t/V = g_{\rho}N_{\rho}/cV,\tag{1}$$

где g_{χ} — расход топлива на единицу пробега; g_{t} — расход топлива в единицу времени; c — коэффициент, учитывающий размерности и плотность топлива; V — скорость движения автомобиля; N_{e} — мощность двигателя.

В выражении (1) удельный расход топлива не является постоянной величиной. В реальности параметр g_e представляет собой достаточно сложную функцию. Из выражения (1) следует, что снижения расхода топлива на единицу пробега g_x можно добиться при меньшей мощности двигателя N_e и большей скорости движения V, т. е. при повышенном общем передаточном числе i трансмиссии и чрезмерном увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Введем в рассмотрение следующие выражения:

$$N_{\rho} = M_{\rho} \Omega_{\rho}; \tag{2}$$

$$V = \Omega_k r_{kc},\tag{3}$$

где M_e — эффективный момент двигателя; Ω_e — угловая скорость вала двигателя; r_{kc} — радиус свободно

катящегося колеса; Ω_k — угловая скорость чистого качения колеса.

Угловая скорость Ω_k может быть найдена из уравнений связей продольного лвижения колеса:

$$\Omega_k = \Omega_\rho / i - \Omega_c; \tag{4}$$

$$\Omega_{\rm c} = \Omega_{\rm vc} + \Omega_{\rm dc}, \tag{5}$$

где $\Omega_{\rm c}$ — относительная угловая скорость скольжения колеса; $\Omega_{\rm yc}$ — угловая скорость упругого скольжения; $\Omega_{\rm dc}$ — угловая скорость, связанная с фрикционным срывом контакта относительно опоры.

С учетом выражений (2)—(5) выражение (1) примет вид:

$$g_x = g_e M_e \Omega_e / [cr_{kc}(\Omega_e/i - \Omega_{vc} - \Omega_{dc})]. (6)$$

Из выражения (6) следует, что эффективным способом снижения расхода топлива является обеспечение движения с наименьшим общим коэффициентом передачи трансмиссии автомобиля при минимальных значениях угловых скоростей скольжения и минимальном удельном расходе g_e . Удельный расход топлива является важнейшим фактором, требующим раскрытия функциональной зависимости от влияющих на него параметров. Обычно удельный расход топлива связывают с разрежением во впускном коллекторе или трубопроводе p_{τ} :

$$p_{\rm T} = 0.5 \left(2p_0 - kn^2 - p_0 e^{-\beta_{\rm II}/T_{\rm \beta}} \right); \quad (7)$$

$$k = k_0(1 - k_k + k_k/\beta_{\pi}),$$
 (8)

где p_0 — атмосферное давление; k — постоянный коэффициент; T_{β} — постоянная, характеризующая при заданной частоте вращения интенсивность изменения давления p_a в функции β_{π} (p_a — давление впуска); k_0 — постоянный коэффициент, определяемый при β_{π} = 1; k_k — коэффициент, характеризующий степень влияния величины β_{π} на коэффициент k.



Для двигателя 3M3-24-01 расчетно-экспериментальным путем получено $T_{\beta}=0,16;\ k_0=0,93\cdot 10^{-8}\ {\rm krc/(muh^{-1})^2\ cm^2};\ k_k=4.$

Формулы (7) и (8) позволяют определить аргумент функции $g_e = f(p_t, n)$. Однако сама функция представляет собой достаточно сложную зависимость. Это подтверждают результаты экспериментальных исследований двигателя 3M3-24-01, представленные на графике (рис. 1), где изображена зависимость удельного расхода топлива от давления в трубопроводе p_T и от частоты вращения коленчатого вала двигателя n.

Эта зависимость на начальных участках характеристики, где она имеет крутой спад, интерполирована экспоненциальной функцией:

$$g_{eH} = g_{e_{OH}} e^{(p_{T0} - p_{T})/T_{pH}},$$
 (9)

где $g_{e\mathrm{H}}$ — текущее значение удельного расхода топлива на начальном участке характеристики; T_{ph} — постоянная, характеризующая темп спада характеристики; $g_{e_{\mathrm{OH}}}$ — начальное значение удельного расхода.

Известно, что конечная фаза характеристики, где она имеет резкий подъем, также была интерполирована экспонентой:

$$g_{e_k} = e_{e_{ok}} \left[e^{(p_{T0} - p_{pk})^{d/T_{pk}}} - 1 \right],$$
 (10)

где $T_{
m pk}$ — постоянная, характеризующая темп подъема характеристики; $e_{e_{
m ok}}$ — конечное значение удельного расхода; d — показатель степени экспоненты (d = 1, 2, 3, ...).

Таким образом, текущее значение удельного расхода топлива g_e на обоих участках характеристики было представлено суммой двух составляющих (9) и (10):

$$g_{e} = e g_{e_{0k}} e^{(p_{T0} - p_{T})/T_{pH}} +$$

$$+ g_{e_{0k}} \begin{bmatrix} e^{(p_{T0} - p_{pk})} & -1 \\ & -1 \end{bmatrix}.$$
 (11)

Однако выражение (11) весьма чувствительно к изменению параметров. Особенно это касается второго слагаемого правой части вследствие того, что показатель экспоненты возводится еще раз в степень d, который при-

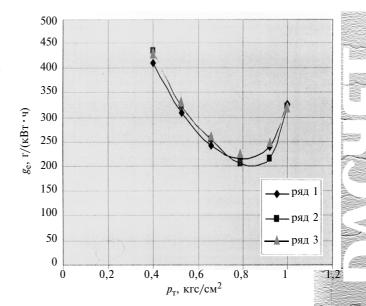


Рис. 1. Экспериментальная зависимость удельного расхода топлива $g_{\rm e}$ двигателя 3M3-24-01 от давления в трубопроводе $P_{\rm T}$ и от частоты вращения коленчатого вала двигателя n:

ряд 1 — 2000 мин $^{-1}$; ряд 2 — 3000 мин $^{-1}$; ряд 3 — 4000 мин $^{-1}$

нимается равным 6. При $p_{\rm T}/T_{\rm pk} < 1$ показатель экспоненты имеет очень малое значение, а при $p_{\rm T}/T_{\rm pk} > 1$ он резко возрастает. Переход через единицу делает функцию (11) резко изменяющейся и самое важное это происходит в районе, близком к экстремуму.

В данной работе для идентификации удельного расхода топлива g_e предлагается тот же класс функций — экспоненциальный, но в другом варианте. Изменению подвергается вторая составляющая удельного расхода топлива g_{e_k} . Для нее предлагается выражение:

$$g_{e_k} = g_{e_{0k}} e^{(p_{\text{T0}} - p_{\text{T}})/T_{\text{pk}}}.$$
 (12)

Функциональная зависимость (12) свободна от выше отмеченных особенностей выражения (11).

Окончательный вариант описания удельного расхода топлива g_e будет результатом сложения двух составляющих (9) и (12):

$$g_e = g_{e_{0H}} e^{(p_{T0} - p_T)/T_{pH}} + g_{e_{0k}} e^{(p_{T0} - p_T)/T_{pk}}.$$
 (13)

В результате обработки семейства экспериментальных удельных расходов топлива

g _{еон} , г/(л. с.•ч)	p_{TO} , KCC/M ²	$T_{ m ph},$ кгс/см 2	g _{eok} , г/(л. с.•ч)	p_o , кгс/см ²	T_{pk} , кгс/см 2	g _e , г/(л. с. • ч)	p_{T} , кгс/см ²
1	2	3	4	5	6	7	8
430	0,39	0,46	210	1	0,126	422,5484	0,4
430	0,39	0,46	210	1	0,126	324,8201	0,526
430	0,39	0,46	210	1	0,126	254,042	0,658
430	0,39	0,46	210	1	0,126	219,9701	0,789
430	0,39	0,46	210	1	0,126	247,1534	0,92
430	0,39	0,46	210	1	0,126	324,1711	1

П р и м е ч а н и е. Графы 1—6 — расчетные параметры; графа 8 — задаваемые значения разрежения во впускном коллекторе; графа 7 — результаты расчетов удельного расхода по выражению (13).

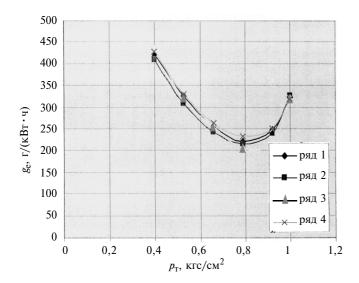


Рис. 2. Зависимость удельного расхода топлива $g_{\rm e}$ от давления в трубопроводе $P_{\rm T}$ и от частоты вращения коленчатого вала двигателя n. Экспериментальные характеристики двигателя 3M3-24-01:

ряд 2 — 2000 мин $^{-1}$; ряд 3 — 3000 мин $^{-1}$; ряд 4 — 4000 мин $^{-1}$; расчетная характеристика — ряд 1

двигателя 3M3-24-01, представленных на рис. 1, были получены исходные данные для расчета удельного расхода топлива g_e (таблица). С использованием этих данных по математическому описанию (13) были получены результаты, представленные в таблице, графа 7 получена при исходных значениях разрежения во впускном коллекторе (см. графу 8).

Для получения сравнительной оценки результатов идентификации данные расчетных исследований были нанесены на результаты экспериментальных исследований (рис. 2). Расчетная кривая (ряд 1) располагается в зоне средних значении экспериментальных характеристик, что позволяет говорить о вполне удовлетворительных результатах идентификации.

Таким образом, полученная модель (13) удельного расхода топлива дает хорошую сходимость с результатами экспериментальных исследований, имеет ярко выраженный экстремум, что позволяет использовать эту модель в задачах минимизации энергоресурсов при управляемом движении транспортных средств.

Уважаемые читатели!

Продолжается подписка на 2-е полугодие 2008 г. на журнал "Грузовик &" с Приложением

Подписку можно оформить

В ИЗДАТЕЛЬСТВЕ (в отделе реализации):

по факсу: (495) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru; на сайте: www.mashin.ru

- ✓ без почтовых наценок;
- ✓ с любого месяца;
- ✓ со своего рабочего места.

2 для справок: (495) 269-66-00, 269-52-98.

Анализ подходов и реализованного опыта по созданию универсальных машин сельскохозяйственного назначения и мобильных энергетических средств (МЭС) показал, что попытки повторить путь создателей "Унимог", равно как и перейти на широкомасштабное применение МЭС, закончились неудачей. Целесообразно разделить тип машин на модификации тракторов и на транспортные средства с широкими функциональными возможностями. Причем транспортное средство в виде автомобиля высокой проходимости, способное выполнить при необходимости несколько видов вспомогательных операций в сельском хозяйстве, и может оказаться проще и дешевле для реализации идеи универсализации.

Создавая малогабаритные транспортные средства (МТС) с широкими функциональными возможностями для сельского хозяйства как новое средство развития транспортной инфраструктуры, необходимо учесть, что разработка разного рода универсальных машин всегда подразумевает ограничение понятия "универсальности" теми или другими соображениями. Анализ специфики развития отечественного агропромышленного плекса (АПК) и трудной демографической ситуации на селе позволяет заключить, что при создании новых средств развития транспортной инфраструктуры в качестве основных доводов в целесообразности их создания должны рассматриваться следующие положения:

- необходимо реализовать такой уровень универсальности, который позволит обеспечить загрузку машины различными видами работ независимо от времени года;
- вновь разрабатываемая система машин по совокупности сможет комплексно воздействовать на развитие социальной инфраструктуры на селе.

Применение в условиях АПК в качестве транспортных средств тракторов и (МЭС) оправдано в локальных случаях, как правило, в зависимости от времени года и предпочтительно на коротких расстояниях между пунктами на-

Разработка концепции создания семейства малогабаритных транспортных средств на основе локализации и синтеза основных технических требований

значения. Транспортные средства для АПК могут быть реализованы в виде автомобилей высокой проходимости с широкими функциональными возможностями, удовлетворяющими требованиям экологической, технической и эксплуатационной безопасности.

Основные предпосылки для разработки концепции создания семейства МТС можно сформулировать следующим образом.

- 1. Рыночная ниша транспортных средств с широкими функциональными возможностями для крестьянских фермерских (КФХ) и личных подсобных хозяйств (ЛПХ) грузоподъемностью до 2 т свободна, прямых аналогов таких машин нет, и годовая потребность отечественного рынка и рынков стран ближнего зарубежья может составить до 30 тыс. шт. в год.
- 2. Основной целью создания семейства МТС является обеспечение населения сельских регионов РФ семейством малогабаритных транспортных средств высокой проходимости, пригодных для эксплуатации на дорогах общего пользования и для выполнения некоторых вспомогательных технических операций сельскохозяйственного назначения. Машины создаваемого класса могут обеспечить мобильность большинства сельских жителей, механизировать их труд, способствовать решению целого ряда социальных проблем на селе в свете выполнения важнейших национальных проектов.



Т. Д. Дзоценидзе,

- 3. Создание отсутствующего в нашей стране класса техники, относящейся к типоразмеру между средствами малой механизации, тракторами различного назначения и легковыми и грузовыми автомобилями высокой проходимости, обеспечит сельское население РФ транспортными средствами высокой проходимости индивидуального и коллективного пользования с новой совокупностью потребительских качеств. Доступность по цене и многофункциональность машин могут стать одним из решающих факторов в преодолении негативных тенденций, особенно в дотируемых регионах страны.
- 4. Семейство МТС необходимо создавать с применением продукции отечественных автомобильных и тракторных заводов, а также производителей компонентов. В этом смысле особое значение имеют технологические возможности отечественных тракторных заводов, нуждающихся в новых разработках для выпуска продукции, которая не только расширяла бы уже освоенные рыночные ниши, но и способствовала бы созданию новых ниш и сегментов рынка. Такого рода продукт может быть интересен для загрузки имеющихся, но не востребованных мощностей машиностроительных заводов различного профиля, особенно в тех регионах, где отмечается наличие трудовых ресурсов.
- 5. Имеются опыт создания автомобилей высокой проходимости с учетом особенностей эксплуатации в условиях АПК и высококвалифицированные кадры, способные разработать перспективную технику с применением композиционных материалов и комплектующих в соответствии с модульным принципом проектирования.

Семейство МТС будет эксплуатироваться преимущественно в сельской местности и условиях сельско-хозяйственного производства. Поэтому из всего массива технических требований к средствам механизации сельскохозяиственного назначения [1—6] путем локализации следует определить те параметры, которые носят определяющий характер для нового класса машин. На современном этапе развития тракторов и МЭС [7—14] на передний план выходят требования экологии земледелия и конструктивной безопасности. Воздействие сельскохозяйственной техники на окружающую среду определяется 23 факторами, вызывающими 10 видов вредных воздействий, для исключения которых необходимо решение проблем по 31 направлению [10]. Рассмотрим это подробнее.

Уплотнение почвы приводит к разрушению структуры с образованием чрезмерного количества мелких частиц, снижению плодородия и в итоге к деградации почвы. Поэтому особое внимание следует уделить массовым параметрам разрабатываемых машин, диаметру и ширине профиля шин, параметрам распределения масс по осям и расположению центра тяжести. Важны

также другие конструктивные параметры. Например, в случае использования МТС на вспомогательных работах в растениеводстве определенное значение имеют колея (вписываемость в междурядья), дорожный просвет (условие не нанесения механических повреждений растениям при их обработке). При этом воздействие движителей на почву под действием их буксования также приводит к разрушению плодородного слоя. Такой эффект можно уменьшить правильным определением класса тяги машины и сочетанием ее тягово-динамических и тягово-сцепных характеристик.

Загрязнение окружающей среды отработавшими газами машин сельскохозяйственного назначения только отчасти зависит от характеристик самого дизеля. Понятно, что предпочтительно наличие экономичного, удовлетворяющего требованиям высокого европейского класса по выбросам двигателя. Однако известно, что в реальных условиях эксплуатации на селе удельный расход топлива на рыхлых и переувлажненных почвах в 2—3,5 раза выше, чем на стерне нормальной влажности. Топливная экономичность машин в значительной степени зависит от уровня организации их использования, так как до 50 % времени рабочей смены [10] приходится на непроизводительные операции — повороты, переезды, загрузку материалов, очистку механизмов, платформ, рабочих органов и т. п. Поэтому данная проблема имеет комплексный характер и ее решение требует большого объема конкретных усилий.

Задача по уменьшению загрязнения почвы топливом и маслами, окружающей среды, почвы и воды вредными продуктами износа, шумового воздействия и электромагнитного излучения должна решаться на стадии проектирования в соответствии с действующими нормативными актами. Выполнение требований по экологической безопасности во многом связано с обеспечением требований по конструктивной безопасности машин. Поэтому для МТС локализация технических требований, предъявляемых к средствам механизации сельскохозяйственного назначения в объеме требований экологии земледелия, представляется обоснованной и достаточной.

В работах [7, 10, 15—43] широко освещены проблемы создания транспортных средств высокой проходимости, причем многие задачи решены теоретически и подтверждены результатами экспериментальных исследований.

В нашем случае подходы к локализации технических требований, предъявляемых к транспортным средствам для сельского хозяйства, определяются исходя из следующего:

— МТС для сельского хозяйства представляется как транспортное средство, предназначенное для эксплуатации по дорогам общего пользования, поэтому техни-

ческие требования можно определить в соответствии с действующими нормативными документами. В частном случае технические требования к МТС могут быть локализованы в объеме требований, предъявляемых к машинам сельскохозяйственного назначения без уменьшения объема требований по безопасности;

- МТС представляется как транспортное средство высокой проходимости, поэтому требования к уровню взаимодействия среды и машины (показатели опорной проходимости) являются важными;
- перечень функциональных возможностей МТС определяется требованиями в той мере, в которой рассматриваемая функция может быть реализована (наличие или отсутствие вала отбора мощности, навески для агрегатирования сельхозмашин, самосвальной платформы, крана-манипулятора, опрыскивателя и т. п.);
- сельскохозяйственные перевозки отличаются многообразием грузов с различными физико-механическими и биомеханическими свойствами. Причем перевозки осуществляются в условиях грунтовых проселочных дорог и бездорожья (стерня, вспаханное поле, луг и т. п.) на различные расстояния (5—6 км внутри хозяйств, 10 и более км в зависимости от места назначения);
- МТС представляется не только как транспортное средство, перевозящее грузы, но и как транспортное средство индивидуального и семейного пользования, что, со своей стороны, определяет перечень требований по активной и пассивной безопасности.

В дальнейшем необходимо избежать противоречия внутри массива локализованных технических требований и путем их синтеза сформулировать перечень обязательных технических требований к новому классу техники

Для этого следует учесть, что МТС различных классов по назначению многоцелевые; по компоновочной схеме — рамной конструкции; по числу осей — двухосные, что, со своей стороны, определяет нагрузку на оси, проходимость, управляемость и плавность хода; по взаимному расположению двигателя, кабины и грузовой платформы — последовательной схемы размещения указанных элементов и т. д. К числу важных требований, предъявляемых к колесным машинам высокой проходимости, относятся ограниченное

число базовых моделей автомобилей (по грузоподъемности) и минимально возможное количество типов сборочных единиц (согласно модульному принципу проектирования). Кроме одинарных шин и всех мостов ведущих, колесные машины высокой проходимости должны иметь дополнительные механизмы и устройства, повышающие их эксплуатационные качества. Наряду с этим, в процессе проектирования определяют возможную унификацию по элементам с выпускаемыми машинами и по основной характеристике проектируемой машины составляют ее эксплуатационно-техническую характеристику по таким показателям, как грузоподъемность, собственная масса, максимальная скорость, тип двигателя, его максимальная мощность, рабочий объем, тип шин, тип кузова и т. д.

Тягово-динамические характеристики в итоге определяют один из важнейших показателей — среднюю эксплуатационную скорость машины. Одним из показателей, характеризующих скоростные характеристики и среднюю скорость движения колесной машины, является удельная мощность, т. е. отношение мощности двигателя к полной массе машины. Топливно-экономические характеристики колесной машины определяют расход топлива при различных условиях эксплуатации. Тормозные характеристики определяют способность колесной машины в кратчайшее время снижать скорость до полной остановки и иметь при этом минимальный тормозной путь.

Действующая Федеральная система технологий и машин предусматривает наличие десяти тяговых классов — от 0,2 до 8. Имеющийся типаж охватывает почти весь диапазон организационно-хозяйственных и климатических условий, а также весь спектр форм организации использования техники, начиная от индивидуального потребителя, мелких и крупных арендных и подрядных коллективов и фермеров и кончая крупными хозяйствами, их объединениями.

Федеральный закон от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ "О техническом регулировании" создал новый правовой механизм, обеспечивающий разработку, принятие, применение и исполнение обязательных требований (технических регламентов) и правил (стандартов) в отношении продукции на всех фазах жизненного цикла изделий, производственных процессов, работ и услуг. В соответствии с

данным законом обязательные для исполнения требования безопасности могут устанавливаться только в технических регламентах. Принятие технических регламентов направлено на снижение рисков причинения вреда, возникающего вследствие использования объектов технического регулирования. В законе Российской Федерации от 7 февраля 1992 г. № 2300-1 "О защите прав потребителей" установлено, что потребитель имеет право на безопасность товара для жизни, здоровья потребителя, окружающей среды при обычных условиях его использования. Эти требования, а также требования по предотвращению причинения вреда имуществу потребителя являются обязательными и устанавливаются законом или в соответствующем порядке. Не допускается продажа товара, в том числе импортного, без информации об обязательном подтверждении его соответствия установленным требованиям.

Федеральный закон от 10 декабря 1995 г. № 196-ФЗ "О безопасности дорожного движения" основными направлениями обеспечения безопасности дорожного движения определяет, в том числе осуществление обязательной сертификации объектов, продукции и услуг транспорта, а также государственного надзора и контроля за выполнением законодательства Российской Федерации, правил, стандартов, технических норм и других нормативных документов в области обеспечения безопасности дорожного движения.

Федеральный закон от 10 января 2002 г. № 7-ФЗ "Об охране окружающей среды" и Федеральный закон от 4 мая 1999 г. № 96-ФЗ "Об охране атмосферного воздуха" содержат положения запретительного характера, что подразумевает установление соответствующих нормативов и организацию контроля за их соблюдением.

В существующих условиях установление требований к автотранспортным средствам должно осуществляться с учетом мирового опыта, а также с учетом участия России в международных соглашениях в сфере безопасности автотранспортных средств. С ростом мирового автомобильного парка и образованием региональных и глобальных автомобильных рынков возникает естественная необходимость обеспечения более высокого уровня их конструктивной безопасности, равно как охраны окружающей среды и эффективности потребления энергии, что сопровождается гармонизацией технических требований не только в региональном, но и в мировом масштабе.

Советский Союз, а затем Российская Федерация участвуют с 1987 г. в Женевском Соглашении 1958 г. "О принятии единообразных технических предписаний для колесных транспортных средств, предметов оборудования и частей, которые могут быть установлены и (или) использованы на колесных транспортных средствах, и об условиях взаимного признания офици-

альных утверждений, выдаваемых на основе этих предписаний" [44—47].

Цель Женевского Соглашения 1958 г. состоит в установлении процедур для принятия единообразных предписаний, касающихся новых механических транспортных средств и предметов оборудования для механических транспортных средств, и для взаимного признания официальных утверждений, предоставляемых на основе прилагаемых к этому Соглашению Правил. Соглашение предусматривает применение единых норм и методов испытаний государствами-участниками, а также взаимное признание ими результатов подтверждения соответствия Правилам ЕЭК ООН.

В Российской Федерации создана структура компетентных организаций, действующих в рамках Женевского Соглашения 1958 г., состоящая из Административного органа, уполномоченного выпускать "Сообщения об официальном утверждении типа конструкции" в отношении соответствующих Правил ЕЭК ООН, а также взаимодействовать в рамках Соглашения с Административными органами других договаривающихся сторон и Технических служб, уполномоченных проводить сертификационные испытания, результаты которых являются основанием для выпуска вышеупомянутых сообщений.

В отношении тракторов и сельскохозяйственных машин приняты следующие Правила ЕЭК ООН:

- Правила № 69: Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения задних опознавательных знаков для тихоходных (по своей конструкции) транспортных средств и их прицепов;
- Правила № 71: Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения сельскохозяйственных тракторов в отношении поля обзора водителя:
- Правила № 86: Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения сельскохозяйственных и лесных тракторов в отношении установки устройств освещения и световой сигнализации;
- Правила № 96: Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения двигателей с воспламенением от сжатия для установки на сельскохозяйственных и лесных тракторах в отношении выброса загрязняющих веществ этими двигателями;
- Правила № 106: Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения пневматических шин для сельскохозяйственных транспортных средств и их прицепов;
- Правила № 120: Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения двигателей внутреннего сгорания, предназначенных для установки на сельскохозяйственных и лесных тракторах и на внедорожных передвижных механизмах, в отношении измерения полезной мощности.

Существующее федеральное законодательство не учитывает некоторые специфические особенности установления требований безопасности к колесным транспортным средствам и оценки их соответствия этим требованиям. Между тем существует определенная правоприменительная практика, обусловленная участием Российской Федерации в Женевском Соглашении 1958 г., которая воспроизведена в действующих "Правилах по проведению работ в Системе сертификации механических транспортных средств и прицепов", но не предусмотрена

Федеральным законом "О техническом регулировании".

В этой связи необходимо принять ряд норм, которые позволят обеспечить функционирование системы технического регулирования в отношении колесных транспортных средств в рамках как Федерального закона "О техническом регулировании", так и международных Соглашений в отношении колесных транспортных средств, участницей которых является Российская Федерация. Эти нормы не связаны непосредственно с содержанием технических регламентов в трак-

Перечень обязательных технических требований к MTC с широкими функциональными возможностями для сельского хозяйства

№ п/п	Технические требования или объекты регламентации	Нормативные документы, устанавливающие требования по сертификации
1	Замки и петли дверей	Правила ЕЭК ООН № 11-02
2	Тормозные системы	Правила ЕЭК ООН № 13-08
3	Звуковые сигнальные приборы и их установка	Правила ЕЭК ООН № 28-00
4	Зашитные свойства кабин	ΓΟCT 12.2.120—88
5	Безопасные стекла	Правила ЕЭК ООН № 43-00
6	Зеркала заднего вида и их установка	Правила ЕЭК ООН № 46-01
7	Установка устройств освещения и световой сигнализации	Правила ЕЭК ООН № 48-01, Правила ЕЭК ООН № 86-00
8	Внешний шум	Правила ЕЭК ООН № 51-02, ГОСТ 12.1.003—83
9	Шины транспортных средств	Правила ЕЭК ООН № 54-00
10	Внутренний шум	ГОСТ Р 51616—2000
11	Вентиляция и отопление	ГОСТ Р 50993—96
12	Содержание вредных веществ в кабине	ГОСТ 51206—2004
13	Обзорность с места водителя	ГОСТ Р 51266—99, Правила ЕЭК ООН № 71-00
14	Выбросы вредных веществ	Правила ЕЭК ООН № 96-01
15	Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования	ГОСТ 12.2.019—86 (пп. 1.2.—1.4, 1.15, 1.16, 1.18, 1.19, 1.21, р. 2, пп. 3.1, 3.3, 4.1, 4.2, 4.6, 4.9, 7.1, 7.4, 7.6, 7.11, 7.12, 8.7)
16	Вибрационная безопасность. Общие требования	ГОСТ 12.1.012—2004
17	Трактора сельскохозяйственные. Общие технические условия	ΓΟCT 19677—87
18	Сиденья трактора. Общие технические условия	ГОСТ 20062—96
19	Машины землеройные. Зоны комфорта и досягаемости органов управления	ΓΟCT 27258—87
20	Тракторы и сельскохозяйственные машины, механизированное газонное и садовое оборудование. Система символов для обозначения органов управления и средств отображения информации. Символы	ГОСТ 26366—84

товке Федерального закона "О техническом регулировании".

В соответствии с Федеральным законом "О техническом регулировании" в редакции Федерального закона от 1 мая 2007 г. № 65-ФЗ, до вступления в силу соответствующих технических регламентов Правительство Российской Федерации и федеральные органы исполнительной власти в пределах своих полномочий вправе вносить в установленном порядке изменения в нормативные правовые акты Российской Федерации, применяемые до дня вступления в силу соответствующих технических регламентов, федеральные органы исполнительной власти — в нормативные документы федеральных органов исполнительной власти, применяемые до дня вступления в силу соответствующих технических регламентов.

С учетом изложенного был разработан отдельный перечень обязательных требований по отношению к МТС как к новому классу машин (см. таблицу), который в дальнейшем был утвержден в порядке, предусмотренном Федеральным законом "О техническом регулировании" в редакции Федерального закона от 1 мая 2007 г. № 65-Ф3.

Исходя из изложенного, к MTC должны предъявляться требования безопасности, действующие в отношении как автотранспортных средств, так и сельскохозяйственных тракторов.

При определении технических требований к MTC должны быть учтены требования, установленные действующими нормативно-правовыми актами:

- 1. В отношении автотранспортных средств: упомянутые выше "Правила по проведению работ в системе сертификации механических транспортных средств и прицепов", Приложение 5.
- 2. В отношении сельскохозяйственных тракторов: "Номенклатура продукции, в отношении которой законодательными актами Российской Федерации предусмотрена обязательная сертификация", введенная в действие постановлением Госстандарта России от 30 июля 2002 г. № 64 в редакции от 01 января 2007 г., разд. 47 "Тракторы и сельскохозяйственные машины".

Технические требования к МТС должны учитывать риск причинения вреда, возникающий при их использовании, при выполнении функций как автотранспортного средства, так и трактора.

Разработанный и утвержденный нормативный документ согласуется со Стратегией машинно-технологического обеспечения производства сельскохозяйственной продукции России до 2010 г., предусматривающей обеспечение сельских поселений транспортными средствами высокой проходимости и другими средствами механизации для обеспечения производительности труда в этом важнейшем секторе экономики.

На основе полученных результатах исследований ведется разработка ГОСТ "Малогабаритные транспортные средства с широкими функциональными возможностями для сельского хозяйства. Общие технические требования".

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- ГОСТ 12.2.019—86. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности. М.: Госстандарт России.
- ГОСТ 12.2.042—91. Машины и технологическое оборудование для животноводства и кормопроизводства. Общие требования безопасности. — М.: Госстандарт России.
- ГОСТ 12.2.111—85. Машины сельскохозяйственные навесные и прицепные. Общие требования безопасности. М.: Госстандарт России.
- ГОСТ 12.2.120—88. Кабины и рабочие места операторов тракторов, самоходных строительно-дорожных машин, одноосных тягачей, карьерных самосвалов и самоходных сельскохозяйственных машин. Общие требования безопасности.— М.: Госстандарт России.
- ГОСТ 4.40—84. Тракторы сельскохозяйственные. Номенклатура показателей. — М.: Госстандарт России.
- 6. ГОСТ Р 41.96—2005. (Правила ЕЭК ООН № 96). Единообразные предписания, касающиеся двигателей с воспламенением от сжатия, предназначенных для установки на сельскохозяйственных и лесных тракторах и внедорожной технике, в отношении выброса вредных веществ этими двигателями. М.: Госстандарт России.
- 7. **Ксеневич, И. П.** Сельскохозяйственные тракторы нетрадиционных компоновок: Справочное пособие: под ред. И. П. Ксеневича [Текст] / И. П. Ксеневич, А. П. Парфенов, С. Е. Либцис. Минск, 2003. 210 с.
- 8. Современное состояние и тенденции развития сельскохозяйственной техники [Текст] (По материалам Международной выставки "SIMA-2005"): науч. ан. обзор. М.: Φ ГНУ "Росинформагротех", 2005. 224 с.
- 9. **Халфин, М. А.** Эффективность использования тракторов МТЗ и "Джон Дир" [Текст] / М. А. Халфин, П. А. Табаков / Техника и оборудование для села. 2005. № 1. С. 12—15.
- 10. **Концепция** непрерывной информационной поддержки жизненного цикла (CALS-технологии) сельскохозяйственных мобильных энергетических средств. [Текст] М.: ФГНУ "Росинформагротех". 2004. 144 с.
- 11. **Бычков, Н. И.** Этапы развития и поколение тракторов [Текст] / Н. Н. Бычков // Тракторы и сельхозмашины. 2001. № 1. С. 13—15.
- 12. **Инновационное** развитие мирового сельскохозяйственного машиностроения [Текст] (По материалам Международной выставки "Agritechnica 2005"): науч. ан. обзор. М.: ФГНУ "Росинформагротех". 2006. 180 с.
- Новая техника для агропромышленного комплекса России [Текст] / (По материалам 8-й Российской агропромышленной выставки "Золотая осень"): Каталог. М.: ФГНУ "Росинформагротех", 2007. С. 26—27.
- 14. **Поляков, О. А.** Параметры отечественных и зарубежных тракторов и двигателей по результатам испытаний ОЕСО [Текст] / О. А. Поляков // Техника и оборудование для села. 2006. № 8. С. 30—32; 2006. № 9. С. 10—12.
- Агейкин, Я. С. Вездеходные колесные и комбинированные движители [Текст] / Я. С. Агейкин. М.: Машиностроение, 1972. 184 с.
- 16. **Агейкин, Я. С.** Проходимость автомобилей [Текст] / Я. С. Агейкин М.: Машиностроение, 1981. 232 с.

- Брегадзе, М. Д. Разработка методики расчета нагрузочных режимов полноприводных автомобилей для эксплуатации в условиях сельскохозяйственного производства [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / Брегадзе М. Д. — М.: 1989. — 158 с.
- 18. **Бабков, В. Ф.** Проходимость колесных машин по грунту [Текст] / В. Ф. Бабков, А. К. Бируля, В. М. Сидоренко. М.: Автотрансиздат, 1959. 189 с.
- Бочаров, Н. Ф. Транспортные средства на высокоэластичных движителях [Текст] / Н. Ф. Бочаров и др. — М.: Машиностроение, 1974. — 208 с.
- 20. **Глинер, Л. Е.** Результаты опытно-конструкторских работ по Созданию автомобилей 4 × 4 для сельского хозяйства [Текст]: сб. Труды НА-МИ, вып. 178. / Л. Е. Глинер, П. М. Карасев, С. А. Шуклин. М., 1980. С. 56—62.
- Глинер, Л. Е. Опыт НАМИ по созданию малогабаритного транспортно-технологического автомобиля типа 4 × 4 [Текст]: сб. научных трудов НАМИ. Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники / Л. К. Глинер, К. А. Фрумкин, Ю. К. Есеновский-Лашков. — 1993. — С. 31—40.
- 22. **ГОСТ 22653—77.** Автомобили. Параметры проходимости. Термины и определения. М.: Госстандарт России.
- 23. **ГОСТ 17697—72.** Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. М.: Госстандарт России
- 24. Дидманидзе, О. Н. Специализированный подвижной состав автомобилей агропромышленного комплекса [Текст]: учебник. / О. Н. Дидманидзе, Ю. К. Есеновский-Лашков, В. Л. Пильщиков. М.: УМЦ "ТРИАДА", 2005. 200 с.
- 25. Евтюшенков, Н. Е. Перспективы транспорта для села до 2010 г. [Текст] / Н. Е. Евтюшенков // Техника и оборудование для села. 2005. № 1. С. 9—10; № 2. С. 11—12.
- 26. **Измайлов, А. Ю.** Технологии и технические решения по повышению эффективности транспортных систем АПК [Текст] / А. Ю. Измайлов. ФГНУ "Росинформагротех", 2007. 200 с.
- 27. **Измайлов, А. Ю.** Использование системы смены кузовов при уборке сельскохозяйственной продукции [Текст] / А. Ю. Измайлов // Техника и оборудование для села. 2008. № 3. С. 25—26.
- 28. **Крестовников, Г. А.** Работы НАМИ по созданию и исследованию автотранспортных средств высокой проходимости [Текст] / Г. А. Крестовников, А. В. Родионов // в сб. Труды НАМИ, вып. 178. М., 1980. С. 84—91.
- Котляренко, В. И. Оценка проходимости колесных машин по деформируемым опорным поверхностям [Текст] / В. И. Котляренко // Журнал ААИ. 2008. № 1 (48). С. 30—34.
- 30. Кошарный, Н. Ф. Основы теории рабочего процесса и расчета движителей автомобилей высокой проходимости [Текст]: дис. ... докт. техн. наук / Н. Ф. Кошарный — Киев, 1978. — 467 с.
- Кошарный, Н. Ф. Технико-эксплуатационные свойства автомобилей высокой проходимости.
 [Текст] / Н. Ф. Кошарный. Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1981. 208 с.

- 32. **Коротоношко, Н. И.** Работы НАМИ в области создания унифицированного семейства многоприводных автомобилей [Текст] / Н. И. Коротоношко / Тр. НАМИ, 1968, вып. 103. С. 74—89.
- 33. **Крестовников,** Г. А. Методика определения подвижности автомобилей [Текст] / Г. А. Крестовников, С. А. Шуклин. // Автомобильная промышленность. 1968. № 3. С. 16—18.
- 34. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости [Текст]: учебник для втузов / Н. Ф. Бочаров, И. С. Цитович, А. А. Полунгян и др.: под общ. ред. Н. Ф. Бочарова, И. С. Цитовича. М.: Машиностроение, 1983. 299 с.
- 35. Опытно-конструкторские работы по семейству перспективных автопоездов на базе автомобилятягача типа 4 × 4 КАЗ-4540 [Текст] (в 4-х томах) научный отчет НАМИ, № 81043245. М., 1984.
- 36. Проектирование полноприводных колесных машин: в 2 т. учебник для вузов [Текст] / Б. А. Афанасьев, Н. Ф. Бочаров, Л. Ф. Жеглов и др.; под общ. ред. А. А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. 1999.
- Платонов, В. Ф. Полноприводные автомобили.
 [Текст] / В. Ф. Платонов. М.: Машиностроение, 1981. 279 с., ил.
- Селиванов, И. И. Автомобили и транспортные гусеничные машины высокой проходимости [Текст] / И. И. Селиванов. "Наука", 1967. 272 с.
- Кацыгин, В. В. Основы теории выбора оптимальных параметров сельскохозяйственных машин: [Текст] дис. ... докт. техн. наук / В. В. Кацыгин. — Мн., 1963. — 427 с.
- Цытович, Н. А. Механика грунтов. [Текст] / Н. А Цытович. — М.: Высшая школа, 1979. — 217 с.
- 41. Шухман, С. Б. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости [Текст]: под общей редакцией д-ра техн. наук, проф. С. Б. Шухмана / С. Б. Шухман, В. И. Соловьев, Е. И. Прочко. — М.: Агробизнесцентр, 2007. — 336 с.
- 42. **Яценко, Н. Н.** Поглощающая и сглаживающая способность шин [Текст] / Н. Н. Яценко. М.: Машиностроение, 1978. 132 с., ил.
- 43. Яценко, Н. Н. Нагруженность трансмиссии автомобиля и ровность дороги [Текст] / Н. Н. Яценко, В. Р. Шупляков. — М.: Транспорт, 1967. — 164 с.
- 44. Гусаров, А. П. CARS 21 Новая политика Евросоюза в области требований к автотранспортным средствам [Текст] А. П. Гусаров, Б. В. Кисуленко // Журнал ААИ. 2006. № 4 (39). С. 16—20.
- 45. Мороз, С. М. Конструктивная и эксплуатационная безопасность автомобиля [Текст] / С. М. Мороз // Журнал ААИ. 2006. № 4 (39). С. 30—36.
- 46. **Пугачев, С. В.** Новый этап развития российской системы сертификации автотранспортных средств [Текст] / С. В. Пугачев, В. Б. Кисуленко // Журнал ААИ. 2008. № 1 (48). С. 4—10.
- 47. Кисуленко, Б. В. Современное состояние и перспективы развития национальной системы сертификации автомобильной техники [Текст] / Б. В. Кисуленко // Журнал ААИ. 2002. № 2. С. 27—29.



Т. Д. Дзоценидзе, канд. техн. наук; Ю. К. Есеновский-Лашков, д-р техн. наук, проф.; Д. А. Загарин; Н. С. Кузнецов; М. А. Козловская

Особенности развития отечественной автокомпонентной базы и проблема создания новых средств развития транспортной инфраструктуры

Все индустриальные державы мира имеют собственную автомобильную промышленность и стараются сохранить ее любой ценой. Самый свежий пример — развал альянса Даймлер Крайслер. Несмотря на проблемность активов Крайслера и наличие потенциальных покупателей-инвесторов из различных стран, компания была практически передана американскому инвестфонду, не имеющему опыта работы в автомобильной промышленности, но возглавляемому бывшим высокопоставленным государственным чиновником.

Другие страны, желающие достичь высокого уровня экономического развития, уделяют пристальное внимание автомобильной промышленности. Анализ показывает, что в мире сейчас имеются три—четыре модели "национального" автопрома:

- а) модель развитых промышленных стран с доминированием национальных производителей (Германия, США, Франция, Италия, Япония);
- б) модель стран, которые создали собственную автомобильную промышленность, но зависят от акционеров, базирующихся в государствах первой группы (Южная Корея, Бразилия);
- в) модель стран, где автомобильная промышленность еще слаба, спрос не развит, но правительства имеют в этой области амбициозные программы и планируют с помощью господдержки совершить "большой скачок" (Индия, Малайзия);

г) Китай и Россия — страны "промежуточных" моделей.

Однако в последнем случае наблюдаются существенные различия. В Китае за последние несколько лет сумели практически с нуля создать целую отрасль, в которой на сегодняшний день действуют более сотни современных предприятий. Причем сборкой машин занята небольшая их часть, остальные — поставщики комплектующих. Это прямой результат государственной политики. Действительно, необходимый уровень качества продукции обеспечивает участие в этих фирмах западных компаний, причем только на условиях совместных предприятий (СП), а конкурентоспособность продукции поддерживается дешевизной рабочей силы и протекционистскими мерами государства. Власти страны только сейчас начинают снижать пошлины на импорт готовых автомобилей и комплектующих для них. В годы зарождения и становления отрасли таможенный барьер был столь высок, что ввоз автокомпонентов был разорителен для импортера. Некоторое время закрытость рынка, безусловно, отражалась на качестве готовой продукции, но теперь при участии крупнейших европейских, американских и японских компаний модельные ряды автомобильных СП часто обновляются, улучшается качество машин при сохранении ценовых ниш. В данной ситуации возникает новая проблема: западные производители не намерены продавать китайские автомобили на своих рынках, их манил "безмерный" рынок КНР. Но восточные бизнесмены столкнулись у себя дома с эффектом перепроизводства из-за низкой покупательной способности населения и вынуждены ориентировать собственное производство на экспорт, пытаясь завоевать новые рынки за счет цены.

Совсем другая ситуация наблюдается в отечественном автопроме. Ориентируясь на то, что все мировые автопроизводители сегодня превра-



тили свои заводы лишь в сборочные предприятия, узлы и детали для которых поставляют тысячи фирм из десятков стран, было принято решение о запуске "промышленной сборки", которая должна сопровождаться условиями локализации — выпуска значительной части автокомпонентов на отечественных предприятиях. Подразумевалось, что зарубежные производители автомобилей будут содействовать организации местных высокотехнологичных производств, работающих по международным стандартам. При этом преследовали несколько целей, например, приток инвестиций в отрасль, создание новых рабочих мест, расширение экспорта, модернизация обрабатывающих отраслей промышленности.

Результаты не оправдали ожиданий, и автомобильная промышленность выполняет фактически одну задачу — снижение инфляционного навеса над экономикой. Оказалось, что в стране не существует преград для импорта комплектующих и запасных частей для вторичного рынка, а для осуществления планов модернизации не было экономических предпосылок. В свое время ТагАЗ и "Автофрамос" не подписали инвестиционные соглашения с правительством, по которым должны были бы за несколько лет довести уровень локализации в себестоимости машин до 50 %. Другими словами, они сознательно отказались от некоторых льгот, но все равно было выгоднее ввозить импортные машинокомплекты и даже готовые автомобили, чем осуществлять поиск и развитие местных поставщиков либо привлекать иностранных. Теперь такая же ситуация повторяется со сборочными производствами китайских автомобилей. Оказалось, что ввозить готовые автомобили из Китая не намного дороже, и налаживать сборку в России особого смысла нет.

При таком положении дел имеется несколько основных результатов. Во-первых, сборочные предприятия лоббируют снижение и отмену ввозных пошлин не только на готовые комплектующие, но и на их компоненты и материалы для производства продукции на вторичный рынок. Во-вторых, "традиционный" автопром все больше применяет готовые импортные автокомпоненты, теряя научные и инженерные кадры,

даже при покупке технологии и освоении у себя производства не совсем новых изделий. В-третьих, отечественные производители отказываются от выпуска собственных моделей, ссылаясь на недостаточную компетенцию или отсутствие компонентной базы.

Многие независимые эксперты предупреждали о негативных тенденциях. Японский бизнес-экономист и аналитик по индустриальным вопросам Кэи Амамура в 2005 г. писал [1], что иностранные сборщики не привезут с собой производителей компонентов с инвестициями, так как в условиях жестокой конкуренции по качеству и себестоимости для серьезных производителей компонентов масштаб их производства, обеспечивающий рентабельность, составляет порядка 1 млн штук в год по каждой номенклатуре. В стратегии правительства предполагается 2-миллионный рынок легковых автомобилей в России к 2010 г. Рассуждая логически, получим, что в каждой номенклатурной группе компонентов один, максимум два поставщика для всех сборочных компаний могли бы работать с рентабельностью в каждой номенклатурной группе компонентов. Однако стратегия предусматривает деление рынка шесть-семь сборщиков. В этих условиях сборочным компаниям выгоднее импортировать свои компоненты от своих привычных поставщиков. Картина была бы другая, если бы на российском рынке предполагались не шесть—семь, а максимум два сборщика, и далее он отмечает, что иностранные компании будут заниматься сборкой тех моделей машин, которые разработаны вне России на компонентах и деталях, стоимость которых превышает 70 % общей стоимости машины. При таких условиях автокомпонентная промышленность России не выживет.

Если учесть высокий интеллектуальный потенциал России, можно предположить, что отдельные ученые и инженеры будут приглашены в исследовательские центры иностранных компаний, отдельные группы инженеров и лаборатории будут получать заказы на разработку кое-каких фрагментов технологий, но это не меняет общую обстановку. Ведь промышленные технологии немыслимы при отсутствии самой промышленности.

Высказывание данного автора приводится еще и потому, что в 2008 г. на пресс-конференции по случаю покупки пакета акций АвтоВАЗа руководитель фирмы Рено Карлос Гон практически повторил эти слова.

По-другому обстоят дела в Индии. По сообщениям информагентств, японский концерн Нисан планирует построить в Индии завод мощностью 200 тыс. легковых автомобилей к 2009 г. Одновременно с пуском сборочного предприятия начнут работать 10 заводов по выпуску комплектующих для них. Эти заводы построят японские компании — смежники Нисана, например, Калсоник (комплектующие для автомобильных кондиционеров), Юнипресс (кузовные панели), Ёродзу (подвеска и амортизаторы) и др. Суммарное капиталовложение этих компаний в первой очереди должно составить около 800 млн долларов. При положительном результате группа планирует увеличить годовой выпуск до 400 тыс. единиц, и это в то время, когда концерн Нисан совместно с компанией Рено уже участвует в совместном предприятии с компанией Махиндра по производству автомобилей Логан.

Особенности развития отечественной автокопонентной базы усугубляют проблему создания новых средств развития транспортной инфраструктуры страны. Без разработки новых автокомпонентов и их внедрения в производство невозможно создать автомобильный транспорт с новой совокупностью потребительских качеств. Представляется целесообразным обратить внимание на те аспекты [2, 3], без изучения которых невозможно исследовать особенности функционирования существующих производств, методы и инструменты промышленной политики государств, отношение к финансированию НИОКР и т. п.

На сегодняшний день единственным субъектом организации производства автомобилей и автокомпонентов является Правительство России, которое формулирует и реализует промышленную политику, исходя из парадигмы развития страны, ее места в мировой экономике, понимания необходимости обеспечения стратегических интересов государства и комплексного подхода к проблемам национальной безопасности. Развитие автомобильной промышленности России на ближайшие годы должно определяться фундаментальными интересами государства и общества в деле подъема уровня жизни населения и обеспечения национальной экономической и военной безопасности.

Состояние дел в автомобильной промышленности свидетельствует о том, что необходима логически выстроенная, прозрачная, понятная и продуманная экономическая стратегия, ориентированная на поэтапное достижение главной цели — максимально возможной моторизации всех групп населения страны путем эффективного использования имеющихся в наличии ресурсов.

Для достижения этой цели в условиях сложившейся ("традиционной") автомобильной промышленности в качестве стратегии долговременного развития представляется необходимым выбрать стратегию максимального повышения продуктивности предприятий и проведения структурных изменений в автомобильной промышленности и смежных отраслях. Такой выбор предопределен наличием ограниченного объема свободных финансовых ресурсов для коренной перестройки отрасли, невозможностью осуществления одновременной и массовой замены модельного ряда и быстрого освоения новых рынков сбыта.

Следовало бы стимулировать производство именно доступных автомобилей (в различных секторах рынка) для развития внутреннего рынка. Массовая моторизация населения положительно скажется на экономическом развитии страны. Дорогостоящие автомобили могут быть ввезены при соответствующем тарифном регулировании. Опыт развитых стран показывает, что доступное жилье и доступный автомобиль могут составить основу для качественного роста экономики.

Анализ опыта ведущих стран мира по осуществлению промышленной политики после второй мировой войны (Япония, Франция, Германия, Южная Корея, Индонезия, Китай) позволяет выделить четыре основных стадии модернизации — от восстановления внутреннего производства с помощью государственной поддержки и защиты национальных производителей к государственному стимулированию увеличения экспорта; развитию высокотехнологичных производств путем активного заимствования технологий и способов управления при активной поддержке со стороны государства малого и среднего бизнеса, с одновременным смягчением антимонопольного законодательства и кредитной политики; и, наконец, государственное стимулирование ускоренного развития (создание и поддержка "инновационной экономики", снижение тарифов, валютное регулирование и т. п.).

По мере развития экономики уменьшалось и прямое вмешательство государства в стимулирование роста. Процесс либерализации набирал обороты пока не закончился финансовым кризисом 1997 г., после которого "Азиатские тигры" оказались отброшены далеко назад, японская экономика продолжала стагнировать, а китайская экономика успешно развивалась под жестким контролем государства.

Стало ясно, что универсальных рецептов нет, что "догоняющая" модель развития, принесшая ранее значительные успехи, ограничена в своих возможностях. Многими экспертами был осознан тот факт, что содержание национальной промышленной политики должно меняться с переходом от одной стадии модернизации к другой, что, со своей стороны, представляет сложную стратегию и требует напряженной работы. Следует признать, что времени на раскачку нет и жизненно важен темп.

В "традиционной" автомобильной промышленности ставку следует сделать на стратегию заимствования технологий и расширения прежде всего внутреннего рынка. Никто не возражает против утверждения о том, что внутренний рынок готовых автомобилей имеет огромный потенциал. Так почему же наличие такого рынка не может послужить стимулом для развития автомобильной и смежных отраслей промышленности?

Потребуется также осуществление масштабных программ перевооружения старых и создания новых отраслей, особенно по производству компонентов и их составных частей. Такого рода программы должны стимулировать рост в металлургии, нефтеперерабатывающей, легкой, химической, электротехнической, электронной, станкостроительной, резино-технической отраслях промышленности, а также в сфере информационных технологий и связи. Из-за комплексного характера автомобильной промышленности будут созданы специализированные производства (например внутри существующих многопрофильных компаний), выпускающие продукцию высокого передела и осуществляющие прямые поставки на конвейеры сборочных заводов.

Жизненная необходимость в масштабном обновлении модельного ряда потребует приобретения передовых знаний, в том числе привлечения специалистов изза рубежа. Следует признать, что для сохранения темпов осуществления преобразований это необходимый шаг. Но в стратегической перспективе такой шаг окажется малоэффективным, а может и бессмысленным без резкого роста инвестиций в НИОКР.

Изучение мирового опыта показывает, что в США на инвестиции в НИОКР тра-

тится до 2,5—2,8 % ВВП. Белый Дом в конце 70-х годов обратил внимание на нежелание частных компаний вкладывать средства в долгосрочные научные и технологические исследования и ориентироваться на значительные выгоды в будущем. Поэтому были выработаны принципы федеральной научно-технологической политики и принят ряд правовых актов, направленных на активизацию государственного стимулирования создания базовых технологий. В дальнейшем к финансированию исследований и разработок в рамках федеральных программ все активнее привлекаются правительства штатов, а для привлечения частного бизнеса университетам предоставили возможность получать эксклюзивные патентные права на федеральные технологии.

Для сокращения доли государства и привлечения частных инвестиций в сферу науки и технологий используются налоговые стимулы, а иногда ограничивается доступ американских компаний к иностранным технологиям. Принят закон о стратегических межотраслевых партнерствах, в которые могут быть включены федеральные ведомства и организации, а также частные компании, имеющие различную организационно-правовую форму.

По решению Конгресса в стране действуют несколько программ по развитию инвестиций в НИОКР, финансируемых государством. За последние годы был сформулирован тезис обеспечения интересов национальной экономической безопасности, прямо подразумевающий усиление конкурентоспособных позиций США в мире. Признается, что для достижения этих целей необходимо усиление государственного ренаучно-технологического гулирования прогресса в стране. Обеспечением эффективной передачи созданных на федеральные средства технологий в промышленность занимаются бюджетные государственные структуры: Американский научный фонд, НАСА, Национальное бюро стандартов и Министерство обороны. Привлечены также Национальный центр промышленных исследований, Национальная академия наук, Национальная техническая академия и Американская ассоциация содействия развитию науки, использующие кроме бюджетных около 50% средств от частных фирм и организаций.

Стимулируется создание новых исследовательских и венчурных центров, наиболее эффективные из которых по представлению Национального научного фонда могут первые пять лет полностью или частично финансироваться из федерального бюджета.

Япония долго развивалась с имиджем страны, которая ничего не изобретает, но качественно реализует чужие идеи и живет за счет заимствований. Со временем ситуация изменилась и сегодня государственные расходы на НИОКР составляют до 3,5 % ВВП, в основном средства расходуются на фундаментальные исследования и генерирование принципиально новых идей.

Ключевую роль в определении промышленной политики, разработке и коммерциализации промышленных НИОКР играет министерство внешней торговли и промышленности, а контролирует выполнение конкретных направлений научно-технических программ управление по науке и технике. Государство широко использует прямые и косвенные методы вроде целевого распределения бюджетных средств, определения условий по предоставлению финансовых ресурсов частными банками, содействия организациям в приобретении передовых иностранных технологий и т. п.

Так как интеграция науки и производства и развитие промышленности происходят в условиях традиционного общества со своеобразной культурой и правилами общественного и технологического уклада, то дальнейшее развитие страны предполагает строительство совершенно новых городов-технополисов, сосредотачивающих НИОКР и наукоемкое промышленное производство.

Государство осуществляет индикативное планирование НИОКР, регулирует импортные таможенные тарифы (часто в сторону увеличения), предоставляет налоговые и кредитные льготы в финансировании НИОКР, а также проводит протекционистскую политику в продвижении новой наукоемкой продукции.

Примеры других стран подтверждают общую тенденцию. В Южной Корее в 2002 г. расходы на НИОКР составили 2,53 % ВВП, при этом доля госрасходов составила 4,3 % бюджета страны. Эти средства идут в основном в государственные научно-исследовательские институты (до 70 %), остальные средства выделяются университетам, промышленным компаниям, в том числе с частным капиталом.

В Западной Европе большое распространение получили низкопроцентные займы для финансирования НИОКР. Привлечены также средства пенсионных фондов и частных лиц. Развиваются кластер-

ные стратегии, где государства играют значительную роль.

Автомобильная промышленность является не только производителем, но и потребителем высокотехнологичной продукции от высокотехнологичных марок сталей (базовые технологии) и полимерных материалов до компьютеров, электронных сисуправления, информационных ресурсов, средств связи и программного обеспечения (базовые технологии и технологии двойного назначения). Станочный парк автомобильной промышленности также является высокотехнологичной продукцией от металлообрабатывающих центров с электронным управлением и прессов большой мощности до роботизированных комплексов и цехов (базовые технологии). Автомобильная промышленность потребляет продукцию, разработанную с помощью нанотехнологий, и стимулирует развитие водородной энергетики (технологии двойного назначения). А в измерительных приборах и комплексах осуществлены самые передовые достижения науки и техники (базовые технологии). Поэтому развитие автомобильной промышленности может иметь синергический эффект и обеспечить высокие темпы экономического роста.

Наличие промышленной политики и ее целенаправленная реализация нигде не приводили к отказу от принципа свободного предпринимательства. Индикативное планирование со стороны государства может означать наличие продуманной стратегии, сформулированных целей с согласованием всех аспектов экономической политики вместо разрозненного их выдвижения по частям лоббистами разного калибра.

Представляется необходимым создание Государственною фонда поддержки автомобильной промышленности, направляя туда:

- долю полученных от приватизации (торговли акциями) средств;
- долю акцизов, полученных от продажи автомоторного топлива;
- долю таможенных сборов, полученных при ввозе автомобилей иностранного производства;
- часть дополнительных доходов экспортеров, эффективная работа которых во многом зависит от состояния автопарка страны;
- привлеченный под государственные гарантии "амнистированный" капитал, вывезенный ранее из страны, как в денежном выражении, так и в виде оборудования и технологий, необходимых для модернизации отрасли;
- средства бюджета, идущие на развитие автомобильной промышленности.

Государственный фонд поддержки автомобильной промышленности может действовать по примеру зарубежных частных пенсионных фондов, выпускать ценные бумаги, облигации и привлекать средства граждан через банковскую систему под товарное покрытие. Проводимые фондом операции должны быть прозрачными, гласными и под жестким контролем Счетной Палаты.

Фонд осуществляет прямые инвестиции в автомобильную промышленность, стимулирует процесс коммерциализации результатов НИОКР, выступает гарантом для привлечения иностранных инвесторов при создании или модернизации существующих заводов по производству комплектующих изделий, новых материалов, специального станочного оборудования, электронных компонентов, приборов и т. п.

Необходимо обеспечить развитие существующих и стимулирование создания новых исследовательских центров для интенсификации работ по проведению НИОКР. Представляется насущной задачей создание на базе ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ" Национального научно-исследовательского, испытательного и сертификационного центра автомобилестроения, интегрированного в международную систему сертификации колесных транспортных средств и ГСМ. Национальный центр осуществлял бы координацию работ по НИОКР в автомобильной промышленности и смежных отраслях с учетом разработки и коммерциализации базовых технологий, в том числе двойного назначения.

Следовало бы стимулировать создание как минимум трех национальных компаний по производству легковых, грузовых автомобилей и автобусов. Мощность производств — до 200 тыс грузовых автомобилей, базовых шасси и автобусов, легковых автомобилей различных классов — до 1,5 млн шт. в год.

По меньшей мере одну крупную национальную компанию сопутствующими производствами надо разместить на Востоке страны.

Появление "новых" потребителей в виде вновь созданных производств и модерниза-

ция модельного ряда "традиционных" заводов будут стимулировать модернизацию имеющихся и создание новых производств автокомпонентов, в том числе двигателей, узлов и агрегатов трансмиссии и ходовой части, продукции смежных отраслей промышленности, составляющих в стоимости автомобиля до 70 %.

Необходимо осуществление шагов по применению финансовых инструментов вплоть до плавной девальвации рубля. Надо ввести в практику государственные гарантии кредитов, применение низкой учетной ставки, прямого бюджетного финансирования воспроизводства кадров квалифицированных рабочих, инженеров, технологов, исследователей, ученых, управленцев и др. Необходимо предпринять дополнительные шаги по развитию торгово-транспортных артерий — всех типов дорог и водных путей, сокращению до минимума амортизации для инвестиций, способствующих повышению производительности труда.

Для решения такого рода масштабных задач важно быть свободными в своем выборе и стремиться защищать национальные интересы. Изложенные меры могут привести к усложнению взаимосвязей в экономике, и, как следствие, к росту ее устойчивости. Прибавится работы как в отрасли, так и в управленческих структурах государства. Но без целенаправленной и напряженной работы поставить отечественный автопром на рельсы устойчивого развития вряд ли удастся.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Амамура, К. Перспективы российского автомобилестроения при современной политике Минпромэнерго [Текст] / К. Амамура. // Журнал ААИ. — 2005. — № 4. — С. 10—14.
- 2. **Ипатов**, **А. А.** Технологии конструкторских разработок, изготовления опытных образцов, сборки и утилизации автотранспортных средств с учетом применения новых марок сталей, алюминия, композиционных и других материалов [Текст] / А. А. Ипатов, Т. Д. Дзоценидзе // Грузовик &. 2007. № 8. С. 41—46.
- 3. **Ипатов, А. А.** Технологии промышленной политики и перспективы отечественного автопрома [Текст] / А. А. Ипатов, Т. Д. Дзоценидзе // Грузовик &. 2007. № 12. С. 41—45.

Б. М. Солоницын, П. А. Калашников

Анализ существующих технологических процессов изготовления цилиндрических зубчатых передач в автотракторном производстве Цилиндрические передачи внешнего зацепления с прямыми и косыми зубьями предназначены для сообщения механической энергии от одного вала другому валу, расположенному на параллельной оси.

Высокий КПД (97—98,5 %), возможность передавать вращающие моменты с большими диапазоном передаточных чисел (1,0—20,0) и окружными скоростями до 200 м/с способствовали широкому распространению этих передач в машиностроительной промышленности.

Проведенные исследования позволили установить технологические процессы, наиболее часто применяемые при изготовлении цилиндрических зубчатых передач. Оценка этих процессов производилась в за-

Технологические процессы обработки зубчатых колес

Таблица

№ по пор.	Последовательность зубообрабатывающих операций									
1	Зубофрезерование, зубодолбление (8—9 степень точности)	Зубошевингование (5—7 степень точности)	Термообработка (7—9 степень точности)	Обкатка, удаление забо- ин и заусенцев (7—9 степень точности, Ra 1,2—3,2 мкм)						
2	Зубофрезерование, зубодолбление (8—9 степень точности)	Зубошевингование (5—7 степень точности)	Термообработка (7—9 степень точности)	Зубохонингование (6—8 степень точности, Ra 0,2—0,6 мкм)						
3	Зубофрезерование, зубодолбление (8—9 степень точности)	Термообработка (8—9 степень точности)	Зубохонингование (7—8 степень точности, Ra 0,2—0,8 мкм)							
4	Зубофрезерование, зубодолбление (8—9 степень точности)	Термообработка (9—10 степень точности)	Зубофрезерование твердосплавными червячными фрезами (6—8 степень точности, Ra 0,2—0,8 мкм)							
5	Зубофрезерование, зубодолбление (8—9 степень точности)	Термообработка (9—10 степень точности)	Зубошлифование (3—5 степень точности, Ra 0,4—1,6 мкм)							
6	Зубофрезерование, зу- бодолбление (8—9 сте- пень точности)	Термообработка (9—10 степень точности)	Зубошлифование (3—5 степень точности)	Зубохонингование (3—5 степень точности, Ra 0,1—0,4 мкм)						





Рис. 1. Последовательность операций зубообработки прямозубых и косозубых цилиндрических передач:

1 — после зубошевингования; 2 — после зубонарезания

висимости от используемых операций зубообработки и последовательности их применения в технологическом процессе (рис. 1).

Достигаемые точность зубчатых зацеплений и шероховатость боковых поверхностей зубьев традиционно являются одними из основных показателей качества технологических процессов.

В таблице приведена последовательность зубообрабатывающих операций, наиболее часто применяемая в технологических процессах автотракторного производства.

В связи с развитием машиностроительной промышленности в последнее время существенно возросли требования, предъявляемые к точности зацепления цилинд-

рических зубчатых передач. Точность прямых и косых зубьев цилиндрических зубчатых передач оценивается в соответствии с ГОСТ 1643—81 по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев.

Ниже рассматривается обработка широко применяемых в машиностроении (особенно в автотракторостроении) зубчатых колес, изготовляемых из легированных сталей со средним содержанием углерода 0,10—0,25 %. Для поверхностного упрочнения такие стали подвергаются диффузионному насыщению поверхностей углеродом (цементация) или углеродом и азотом (нитроцементация) с последующей закалкой. При термообработке достигают содержания углерода в поверхностном слое зубьев

0,8—1,0 % и твердость поверхности 58—63 HRC при сохранении вязкой сердцевины твердостью 36-43 HRC, устойчивой к ударным нагрузкам. Однако в процессе нагрева и последующего охлаждения зубья цилиндрических колес подвергаются деформации и в зависимости от технологии термообработки и применяемого оборудования точность зубчатых зацеплений снижается на 1—2 степени.

Технологический процесс, при котором зубчатые колеса после зубонарезания шевингуют, подвергают термообработке, обкатывают с сопряженным колесом, удаляют забоины и заусенцы, доминировал в автотракторной промышленности в 50—90 годах прошлого столетия. В качестве чистовой операции обработки незакаленных зубчатых колес (HRC ≤ 32) применяется высокопроизводительное зубошевингование, при котором дисковым шевером, выполненным в виде прямозубого или косозубого зубчатого колеса, с боковых поверхностей зубьев снимается волосовидная стружка.

Однако значительная зависимость точности зубошевингования от точности зубонарезания, а также необходимость сложнейшей модификации профиля зубьев шевера с учетом деформации зубьев колеса при последующей термообработке, требующей высокой квалификации операторов, создавали определенную напряженность при выполнении технологического процесса. При этом полученные точностные показатели зубьев цилиндрических передач (степень точности 7—9, шероховатость боковой поверхности Ra 1,2—3,2 мкм) со временем перестали удовлетворять требованиям, предъявляемым к зубчатым зацеплениям в продукции большинства отраслей современного машиностроения.

С целью повышения точности зубьев и снижения параметра шероховатости их боковых поверхностей после зубошевингования и термообработки была введена операция зубохонингования. Первоначально зубохонингование производили хоном, имеющим внешнее зацепление с обрабатываемым зубчатым колесом, установленными под углом скрещивания осей 10—15° при радиальном или осевом нагружении. Однако существенного повышения качества зубчатых передач достигнуто не было. Поэтому зубохонингование хоном с внешним зацеплением отдельные производители используют исключительно как замену операции обкатки и удаления забоин и заусенцев.

Применение в технологическом процессе зубохонингования хоном с внутренним зацеплением вместо хона с внешним зацеплением позволило на конечной стадии процесса получить точность зубьев 6—8 степени и шероховатость боковых поверхностей Ra 0,2—0,6 мкм. Это объясняется более широкими технологическими возможностями зубохонингования хоном с внутренним зацеплением.

Однако технологический процесс (зубошевингование, термообработка, зубохонингование) не получил достаточно широкого применения в промышленности. Во многих случаях его рассматривают как вариант улучшения технологического процесса по п. 1 таблицы с заменой операции обкатки и снятия забоин и заусенцев на зубохонингование хоном с внутренним зацеплением.

Технологический процесс изготовления зубьев цилиндрических передач, в котором зубохонингование производят после зубонарезания и термообработки, является сравнительно новым. Его разработали с целью сокращения операций зубообработки и использования зубохонингования после термообработки как замену операции зубошевингования, выполняемой до термообработки.

Технологические особенности этого процесса по сравнению с рассматриваемыми (см. п. 1 и 2 таблицы) требуют более точного предварительного зубонарезания и снижения деформаций при термообработке, поэтому для его реализации необходимы дополнительные затраты. Несмотря на сравнительную простоту и хорошую, по мнению специалистов, перспективу, этот технологический процесс не получил в настоящее время большого распространения в автотракторной промышленности.

Реальность применения технологического процесса, в котором чистовую обработку зубчатых колес производят обкатным зубофрезерованием твердосплавными червячными фрезерами после их зубонарезания и термообработки (см. п. 4 таблицы), появилась в последние 10—15 лет. Основанием для этого послужило создание жестких зубофрезерных станков с ЧПУ и высококачественных червячных фрез с напайными и механическими закрепленными твердосплавными пластинами.

Применение "сухого" (без подачи СОЖ) зубофрезерования делает этот процесс более эффективным и экологически чистым. Однако из-за низкой производительности и невысокой получаемой точности область его использования ограничена единичным и мелкосерийным производством. Преимущество этот процесс получает в тех случаях, когда на одном и том же зубофрезерном станке можно обрабатывать незакаленные и закаленные заготовки зубчатых колес.

Из таблицы п. 5 видно, что технологический процесс, где зубошлифование производится после зу-

бонарезания и термообработки, стабильно обеспечивает не только высокую точность зубьев (3-5 степень), но и низкие параметры их шероховатости поверхности (Ra 0,4—1,6 мкм). Необходимо отметить также, что при дополнительных затратах по оптимизации зубошлифования (режимов резания, припусков на обработку, режущих и правящих инструментов, технологической оснастки, условий подготовки и подачи СОЖ и др.) может быть достигнута шероховатости поверхности зубьев Ra 0,2-0,3 MKM.

Только при зубохонинговании могут быть получены лучшие результаты по шероховатости зубьев. При нормальных условиях работы зубохонингованием достигают шероховатости поверхности зубьев Ra 0,1 мкм (сплошная линия) (на рис. 2), а при обработке с дополнительными затратами — $Ra\ 0.05$ мкм (штриховая линия).

Последний из рассматриваемых в таблице п. 6 технологических процессов характеризуется применением последовательно операций зубошлифования и зубохонингования. Этот процесс позволяет получить высокую точность зубчатых зацеплений (3—5 степень точности) и низкий параметр шероховатости боковых поверхностей (Ra 0,4—1,6 мкм). Его применяют сравнительно редко, например, при предъявлении к зубчатому зацеплению высоких требований не только по точности, но и по шероховатости поверхности зубьев, а также в тех случаях, когда зубошлифованием нельзя получить требуемые высоту и структуру

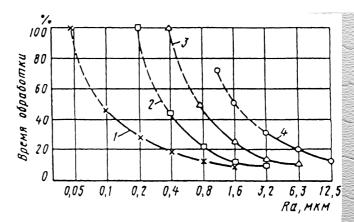


Рис. 2. Шероховатость поверхности зубьев при различных методах зубообработки:

1 — хонингование; 2 — шлифование; 3 — шевингование; 4 фрезерование, строгание, долбление

расположения микронеровностей на поверхности зубьев, что характерно для проимеющего фильного зубошлифования, специфические условия резания.

При анализе рассматриваемых технологических процессов по достигаемой точности зубчатых зацеплений (см. таблицу) можно сделать вывод, что наиболее эффективной операцией чистовой обработки является зубошлифование. Она по сравнению с другими операциями позволяет не только существенно снизить погрешности зубьев, полученные на предварительных механических операциях и при термообработке, но и стабильно получить поверхности зубьев с параметрами точности в заранее определенном диапазоне.





Oualitäts Management Center Im Verband der Automobilindustrie

Компания VDA QMC

(Центр менеджмента качества Ассоциации автопроизводителей Германии), один из 5 глобальных надзорных офисов ІАТГ, предоставила Группе компаний «Приоритет» лицензионное право на проведение в

России и странах СНГ авторизованных ІАТГ курсов по подготовке аудиторов 1-й, 2-й и 3-й стороны и проведению экзаменов на русском языке

(Лицензионное соглашение N 1 от 21.03.08).

График подготовки аудиторов 1-й и 2-й стороны по ISO/TS 16949:2002

> 15 - 18 июля 2008 г.

09 - 12 сентября 2008 г.

07 - 10 октября 2008 г.

25 - 28 ноября 2008 г.

Курс включает:

тренинг (3 дня) и экзамен (1 день). Участникам, успешно сдавшим экзамен, выдается сертификат VDA QMC. СПРАВКИ И СБОР ЗАЯВОК:

Леонтьева Ольга Александровна тел. (831) 43 42 777 — многоканальный, e-mail: training@centerprioritet.ru. В. А. Марков, д-р техн. наук, проф., А. А. Ефанов, асп., С. Н. Девянин, д-р техн. наук

Улучшение экологических характеристик транспортного дизеля регулированием состава смесевого биотоплива

Описаны экспериментальные исследования дизеля типа Д-245 и оценено влияние состава смесевого биотоплива на основе рапсового масла на показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов дизеля. Разработана методика оптимизации состава смесевого биотоплива для обеспечения благоприятного сочетания показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов дизеля. Предложена методика определения базовой характеристики регулирования оптимального соотношения компонентов смесевого биотоплива в зависимости от режима работы дизеля. Разработано устройство регулирования, позволяющее реализовать оптимизированные характеристики состава смесевого биотоплива, и проведены его экспериментальные исследования.

В последнее время в связи с ростом мировых цен на нефть и нефтепродукты все более широкое распространение получают альтернативные биотоплива на основе растительных масел (рапсового, соевого, подсолнечного, арахисового, пальмового) и их производных. Интенсивные работы по переводу дизелей на биотопливо ведутся как в странах с ограниченным энергетическим потенциалом, так и в странах с большими запасами нефтяного топлива, а также в высокоразвитых странах, имеющих финансовую возможность приобретения нефтяных энергоносителей.

Наибольшее распространение в качестве топлива для дизелей получило рапсовое масло (РМ), поскольку оно имеет приемлемые физико-химические свойства, а выращивание рапса и его последующая переработка в условиях России требуют минимальных затрат. Применение данного типа топлива позволяет решить одну из основных проблем современности — дефицит невозобновляемых энергоносителей. При этом использование рапсового масла дает возможность значительно снизить вредное воздействие на окружающую среду как на стадии производства, так и при работе дизеля на РМ, в том числе уменьшаются выбросы углекислого газа, способствующего образованию парникового эффекта. В то же время применение РМ обычно не требует серьезной доработки конструкции дизеля, что уменьшает затраты на переоборудование существующего автомобильного парка.

В дизелях с неразделенными и полуразделенными камерами сгорания (КС) целесообразным представляется применение смесевых биотоплив на основе дизельного топлива (ДТ) и РМ. Смесевые биотоплива по своим параметрам ближе к ДТ, и при сгорании вызывают меньшее количество коксовых отложений на стенках КС и распылителях форсунки.

Использование смесевого биотоплива в дизеле с неразделенными и полуразделенными КС позволяет улучшить экологические характеристики двигателя. Это подтверждается результатами экспериментальных исследований дизеля Д-245.12С (4ЧН 11/12,5) Минского моторного завода, устанавливаемого на малотоннажные грузовые автомобили ЗИЛ-5301 "Бычок". В исследуемом двигателе с объемно-пленочным (пристеночным) смесеобразованием, имеющем полуразделенную камеру сгорания типа ЦНИДИ, подача топлива осуществляется на горячие



кромки горловины и внутренние стенки КС вблизи горловины. Это позволяет обеспечить стабильное воспламенение смесевого биотоплива, отличающегося от ДТ худшей воспламеняемостью (пониженным цетановым числом).

Исследования проводились на моторном стенде АМО ЗИЛ. Дизель был оснащен турбокомпрессором ТКР-6 Борисовского завода автоагрегатов, топливным насосом высокого давления фирмы "Motorpal" (Чехия) модели PP4M10U1f и форсунками АО "Куроаппаратура" (г. Вильнюс) с распылителями DOP 119S534 фирмы "Motorpal". Форсунки были отрегулированы на начальное давление впрыскивания $p_{\phi o} = 21,5$ МПа, установочный угол опережения впрыскивания топлива был равен $\theta = 13$ ° по углу поворота коленчатого вала до ВМТ. При ис-

пытаниях регулировочные и установочные параметры оставались неизменными. Моторный стенд был оборудован комплектом необходимой измерительной аппаратуры. Концентрации в отработавших газах (ОГ) оксидов азота NO_x , монооксида углерода CO и несгоревших углеводородов CH_x определялись газоанализатором SAE-7532 японской фирмы YANACO с погрешностями измерения указанных компонентов $\pm 1\,\%$.

Методика испытаний дизеля Д-245.12С предполагала использование четырех типов топлива: чистого ДТ и его смесей РМ с концентрацией масла 20, 40 и 60 % (т. е. смесей ДТ и РМ в объемных долевых соотношениях 4:1, 3:2 и 2:3.). В табл. 1 представлены некоторые физико-химические свойства указанных топлив. На каждом из исследуемых топлив испытания проводи-

Таблица 1 Физико-химические свойства исследуемых топлив

	Топлива							
Физико-химические свойства	ДТ	PM	80 % ДТ + + 20 % РМ	60 % ДТ + + 40 % РМ	40 % ДТ + + 60 % РМ			
Плотность при 20 °C, кг/м ³	830	916	848	865	882			
Вязкость кинематическая при $20^{\circ}\mathrm{C}$, мм 2 /с	3,8	75	9	19	30			
Коэффициент поверхностного натяжения σ при 20 °C, мН/м	27,1	33,2	_	_	_			
Теплота сгорания низшая, кДж/кг	42500	37300	41500	40400	39400			
Цетановое число	45	36		_	_			
Температура самовоспламенения, °С	250	318		_	_			
Температура помутнения, °С	-25	-9		_	_			
Температура застывания, °С	-35	-20		_	_			
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг	14,3	12,6	13,9	13,5	13,1			
Содержание, % по массе:								
С Н О	87,0 12,6 0,4	78,0 10,0 12,0	_ _ _	_ _ _	_ _ _			
Общее содержание серы, % по массе	0,20	0,002	_	_	_			
Коксуемость 10 %-го остатка, % по массе	0,2	0,4	_	_	_			

Примечание. "—" — свойства не определялись; для смеси ДТ и РМ указано объемное процентное содержание компонентов.

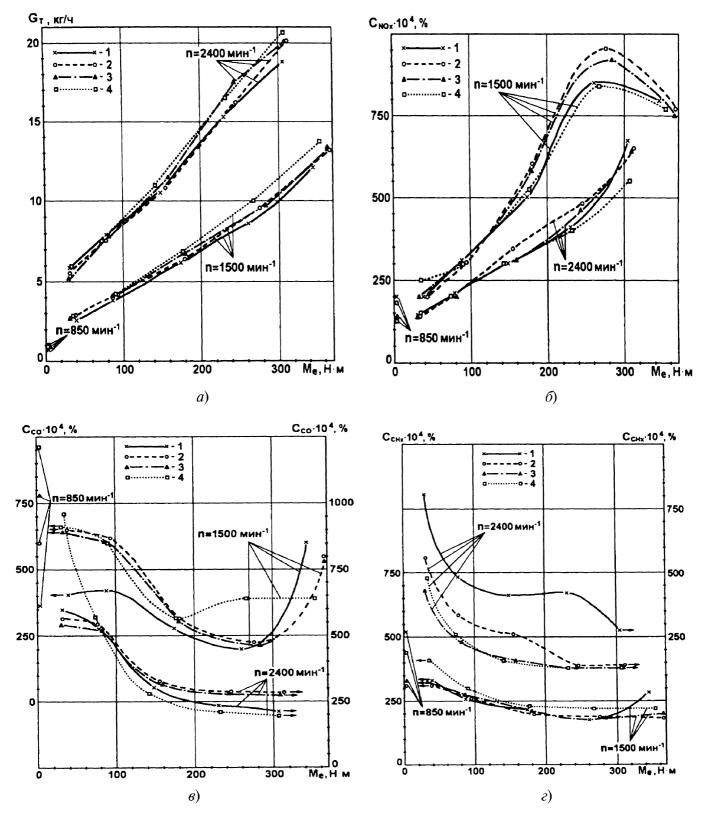


Рис. 1. Зависимость часового расхода топлива $G_{\rm T}$ (а) и концентраций в ОГ дизеля Д-245.12С оксидов азота (б), монооксида углерода (в) и углеводородов (г) от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения n и эффективного крутящего момента $M_{\rm e}$) при использовании топлив различного состава:

1-ДТ; 2- смесь 80~% ДТ и 20~% РМ; 3- смесь 60~% ДТ и 40~% РМ; 4- смесь 40~% ДТ и 60~% РМ

лись на режимах внешней скоростной характеристики и 13-ступенчатого испытательного цикла ЕСЕ R49 для оценки токсичности ОГ дизелей в стендовых условиях. Результаты этих испытаний дизеля на режимах 13-ступенчатого цикла ЕСЕ R49 приведены на рис. 1.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили возможность значительного снижения количества вредных выбросов в окружающую среду при использовании топлив, полученных на основе РМ, а также возможность оптимизации состава смесевого биотоплива.

Задача оптимизации состава смесевого биотоплива является многокритериальной оптимизационной задачей, поскольку при ее решении необходимо учитывать показатели как топливной экономичности, так и токсичности ОГ. В качестве показателей топливной экономичности обычно используются удельный эффективный расход топлива g_e или эффективный КПД двигателя η_e. Оценку токсичности ОГ дизеля целесообразно проводить либо по концентрациям в ОГ нормируемых токсичных компонентов (оксидов азота, монооксида углерода, несгоревших углеводородов, сажи или твердых частиц), либо по удельным массовым выбросам этих токсичных компонентов ОГ.

Многокритериальная задача оптимизации может быть сведена к однокритериальной при использовании метода свертки, в соответствии с которым формируется обобщенный критерий оптимизации J_0 в виде суммы частных критериев:

$$J_0 = \sum_{i=1}^k a_i J_i,\tag{1}$$

где J_i — частные критерии оптимальности; a_i — весовые коэффициенты.

При решении задачи оптимизации состава смесевого биотоплива в качестве частных критериев оптимальности выбраны эффективный КПД двигателя η_e и массовые выбросы нормируемых токсичных компонентов ОГ — оксидов азота NO_x , мо-

нооксида углерода СО, несгоревших углеводородов CH_x , т. е.

$$J_0 = a_{\eta_e} J_{\eta_e} + a_{NO_x} J_{NO_x} + a_{CO} J_{CO} + + a_{CH_x} J_{CH_x}.$$
 (2)

Входящие в выражение (2) частные критерии оптимальности определялись по следующим зависимостям:

$$J_{\eta_{e}} = \frac{\eta_{e0 \text{ yc}\pi}}{\eta_{e\text{yc}\pi}}; J_{\text{NO}_{x}} = \frac{e_{\text{NO}_{x}}}{e_{\text{NO}_{x0}}};$$

$$J_{\text{CO}} = \frac{e_{\text{CO}}}{e_{\text{CO}_{0}}}; J_{\text{CH}_{x}} = \frac{e_{\text{CH}_{x}}}{e_{\text{CH}_{x0}}},$$
(3)

где η_{eycn} — условный эффективный КПД дизеля при его работе на смесевом топливе данного состава; $\eta_{e0\ ycn}$ — условный эффективный КПД двигателя при его работе на чистом дизельном топливе; e_{NO_x} , e_{CO} , e_{CH_x} — удельные массовые выбросы оксидов азота, монооксида углерода и углеводородов при работе дизеля на смесевом топливе данного состава, $\Gamma/(\kappa B \tau \cdot \Psi)$; $e_{NO_{x0}}$, e_{CO_0} , $e_{CH_{x0}}$ — значения удельных массовых выбросов оксидов азота, монооксида углерода и углеводородов при работе двигателя на чистом ДТ, $\Gamma/(\kappa B \tau \cdot \Psi)$.

Весовые коэффициенты в выражениях (1) и (2) отражают значимость того или иного частного критерия. При оптимизации состава смесевого биотоплива значимость частных критериев, характеризующих токсичность ОГ, определялась по соответствию исследуемого дизеля в базовом варианте (т. е. работающем на чистом дизельном топливе) действующим нормам на токсичность ОГ. Для реализации такого принципа выбора весовых коэффициентов весовой коэффициент a_{η_e} принят равным единице, а весовые коэффициенты a_{NO_x} , a_{CO} , a_{CH_x} определялись в виде отношения действительной эмиссии токсичных компонентов отработав-

Интегральные показатели токсичности дизеля ОГ-Д-245.12C, работающего на ДТ на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла, и значения весовых коэффициентов частных критериев оптимальности

Тип топлива	$e_{\mathrm{NO}_{x}},$ г/(к B т • ч)	е _{СО} , г/(кВт∙ч)	е _{СН_х} , г/(кВт∙ч)	a_{NO_x}	a_{CO}	a_{CH_x}
Чистое ДТ	7,442	3,482	1,519	1,063	0,871	1,381

ших газов к предельным величинам эмиссии, лимитируемым нормами на токсичность, т. е.

$$a_{\text{NO}_x} = \frac{e_{\text{NO}_x}}{e_{\text{NO}_{x \text{II}p}}}; a_{\text{CO}} = \frac{e_{\text{CO}}}{e_{\text{CO}_{\text{II}p}}};$$

$$a_{\text{CH}_x} = \frac{e_{\text{CH}_x}}{e_{\text{CH}_{x \text{II}p}}}, \tag{4}$$

где e_{NO_x} , e_{CO} , e_{CH_x} — удельные массовые выбросы оксидов азота, монооксида углерода и несгоревших углеводородов при работе двигателя на чистом дизельном топливе, г/(кВт · ч); $e_{\mathrm{NO}_{\mathrm{хпр}}}$, $e_{\mathrm{CO}_{\mathrm{пр}}}$, $e_{\mathrm{CH}_{\mathrm{хпр}}}$ — предельные значения удельных выбросов

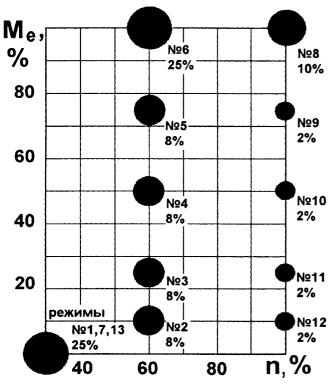


Рис. 2. Испытательный 13-ступенчатый цикл ECE R49 для оценки токсичности ОГ дизелей в стендовых условиях

оксидов азота, монооксида углерода и несгоревших углеводородов, лимитируемые нормами на токсичность ОГ (например, Евро-2, Евро-3), г/(кВт · ч).

При этом значения весовых коэффициентов частных критериев оптимальности для всех режимов работы двигателя приняты постоянными и не зависящими от вида используемого топлива. Интегральные показатели токсичности ОГ дизеля Д-245.12С, работающего на ДТ на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла ЕСЕ R49, и результаты расчета весовых коэффициентов частных критериев оптимальности по выражениям (4) приведены в табл. 2.

При оптимизации состава смесевого биотоплива значения обобщенного критерия оптимальности, определяемого пчатого испытательного цикла ECE R49 для оценки токсичности ОГ, схематично показанного на рис. 2.

Значения интегральных удельных массовых выбросов токсичных компонентов ОГ дизеля, работающего на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла ЕСЕ R49, рассчитывались по общепринятой методике. В частности, выражение для расчета удельных массовых выбросов оксидов азота имеет вил

$$e_{\text{NO}_{x}} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{\text{NO}_{xi}} K_{i}}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_{i}},$$
 (5)

где $E_{\mathrm{NO}_{xi}}$ — массовый выброс оксидов азота на i-м режиме 13-ступенчатого испытательного цикла ЕСЕ R49 (рис. 2), г/ч; N_{ei} — мощность двигателя на этом режиме, кВт; K_i — коэффициент, отражающий долю времени i-го режима в 13-ступенчатом испытательном цикле ЕСЕ R49 (рис. 2).

Выбросы интегральных удельных массовых выбросов монооксида углерода e_{CO} и несгоревших углеводо-

Таблица 3

Значения параметров работы дизеля Д-245.12С на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла и обобщенные критерии оптимальности для различных типов топлива

Тип топлива	g _{e усл} , г/(кВт•ч)	η _{е усл}	$e_{\mathrm{NO}_{x}},$ г/(к $\mathrm{B}\mathrm{T}$ ・ч)	е _{СО} , г/(кВт∙ч)	е _{СН_х} , г/(кВт•ч)	J_0
Чистое ДТ	247,2	0,343	7,442	3,482	1,519	4,315
Сместь ДТ и РМ (4:1)	254,4	0,341	7,159	3,814	0,965	3,858
Смесь ДТ и РМ (3:2)	259,2	0,344	7,031	3,880	0,949	3,835
Сместь ДТ и РМ (2:3)	272,2	0,336	6,597	3,772	1,075	3,883

родов e_{CH_x} рассчитывались по аналогичной методике по следующим формулам:

$$e_{\text{CO}} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{\text{CO}_i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i};$$
(6)

$$e_{\text{CH}_{x}} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{\text{CH}_{xi}} K_{i}}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_{i}}.$$
 (7)

Значения эффективного КПД и удельного эффективного расхода топлива определялись по известным зависимостям [22, 23, 27]

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u g_e}; g_e = \frac{1000 G_T}{N_e}.$$
(8)

Оценку эксплуатационного расхода топлива на режимах 13-ступенчатого цикла можно проводить по среднему (условному) удельному эффективному расходу топлива, который может быть определен с использованием зависимости [14, 51]

$$g_{eycn} = \sum_{i=1}^{13} (G_{Ti}K_i) / \sum_{i=1}^{13} (N_{ei}/K_i),$$
 (9)

где $G_{\mathrm{T}i}$ — часовой расход топлива на i-м режиме.

Поскольку смесевые биотоплива имеют меньшую теплоту сгорания, топливную экономичность дизеля при его работе на этих топливах целесообразно оценивать не удельным эффективным расходом топ-

лива g_e , а эффективным КПД двигателя η_e . Причем для интегральной оценки работы дизеля на режимах 13-ступенчатого цикла использован условный эффективный КПД, определяемый из соотношения

$$\eta_{e\text{yc},\text{I}} = 3600/(H_{\text{H}}g_{e\text{yc},\text{I}}), \tag{10}$$

где $H_{\rm u}$ — низшая теплота сгорания исследуемого топлива, МДж/кг.

С использованием описанной выше методики и экспериментальных данных, представленных на рис. 1, проведена оптимизация состава смесевого биотоплива, результаты которой сведены в табл. 3.

Приведенные в табл. 3 данные свидетельствуют о том, что наименьшее значение обобщенного критерия оптимальности ($J_0 = 3,835$) достигается при использовании в дизеле Д-245.12С смесевого биотоплива с долевым содержанием ДТ и РМ 3:2 (топлива, содержащего 60 % ДТ и 40 % РМ). Перевод дизеля с ДТ на смесь ДТ и РМ в пропорции 3: 2 позволяет, практически не изменяя эффективный КПД двигателя, снизить выбросы с ОГ оксидов азота $e_{\text{NO}_{r}}$ с 7,442 до 7,031 г/(кВт · ч), т. е. на 5,5 %, и несгоревших углеводородов $e_{\mathrm{CH}_{\nu}}$ с 1,519 до 0,949 г/(кВт ч), т. е. на 37,5 %. Однако при этом увеличивается эмиссия монооксида углерода $e_{\rm CO}$ c 3,482 3,880 г/(кВт · ч), т. е. на 11,4 %. При этом получена и повышенная эмиссии оксидов азота — $e_{\text{NO}_x} = 7,031 \text{ г/(кВт • ч)}.$

Дальнейшее улучшение показателей дизеля может быть достигнуто при организации регулирования состава смесевого топлива в соответствии с режимом работы дви-

гателя. При реализации такого регулирования в первую очередь необходимо определить базовую характеристику оптимального соотношения компонентов смесевого биотоплива. Для определения такой базовой характеристики следует провести оптимизацию состава смесевого биотоплива на каждом режиме 13-ступенчатого испытательного цикла ЕСЕ R49 для оценки токсичности ОГ. Для оптимизации использованы экспериментальные данные (см. рис. 1).

Оптимизация проводилась с использованием метода свертки в соответствии с выражениями (1) и (2). При этом частные критерии оптимальности рассчитывались по следующим зависимостям:

$$J_{\eta_{e}} = \frac{\eta_{e0}}{\eta_{e}}; \qquad J_{NO_{x}} = \frac{E_{NO_{x}}}{E_{NO_{x0}}};$$

$$J_{CO} = \frac{E_{CO}}{E_{CO_{0}}}; \qquad J_{CH_{x}} = \frac{E_{CH_{x}}}{E_{CH_{x0}}};$$
(11)

где η_e — эффективный КПД двигателя, работающего на данном виде топлива; η_{e0} — эффективный КПД двигателя при его работе на чистом дизельном топливе; E_{NO_x} , E_{CO} , E_{CH_x} — массовые выбросы оксидов азота, монооксида углерода и углеводородов с ОГ двигателя, работающего на данном виде топлива, г/ч; $E_{\mathrm{NO}_{x0}}$, E_{CO_0} , $E_{\mathrm{CH}_{x0}}$ — значения массовых выбросов оксидов азота, монооксида углерода и углеводородов при работе двигателя на чистом ДТ, г/ч.

Весовые коэффициенты частных критериев оптимальности, входящих в выражение (2), определялись по изложенной выше методике (см. табл. 2). Эти значения весовых коэффициентов принимались одинаковыми для всех исследуемых видов топлива и для всех режимов 13-ступенчатого испытательного цикла.

Оптимизация состава смесевого топлива во всем поле эксплуатационных режимов работы дизеля Д-245-12С с использованием выражений (2), (4) и (11) проводится путем последовательного обхода пространства изменения частоты вращения коленчатого вала n и эффективного крутящего момента двигателя M_e и вычисления в каждой узловой точке (в каждой точке 13-ступенчатого испытательного цикла) значений обобщенного критерия оптимальности J_0 при различных составах топлива. Затем в каждой узловой точке определяется состав топлива, при котором обобщенный критерий имеет мини-

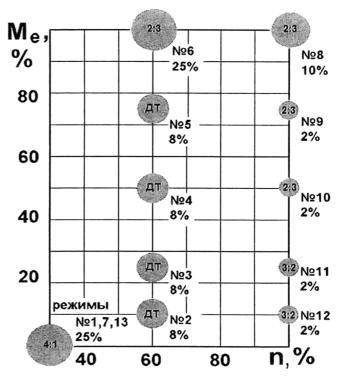


Рис. 3. Распределение оптимальных составов топлива для дизеля Д-245.12С на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла ECE R49

мальное значение. Этот состав топлива и принимался за оптимальный. Полученные в результате такой оптимизации значения обобщенного критерия оптимальности J_0 для каждого из режимов 13-ступенчатого испытательного цикла для дизеля Д-245.12С, работающего на исследуемых топливах, а также распределение оптимальных составов топлива приведены в табл. 4 и на рис. 3.

Далее в соответствии с выражениями (2), (5)—(7), (9) и (10) рассчитаны эффективные показатели работы дизеля, значения удельных выбросов основных нормируемых токсичных компонентов и обобщенный критерий оптимальности при работе дизеля на чистом ДТ, смесевых топливах постоянного и переменного состава. Результаты этих расчетов приведены в табл. 5 и на рис. 4.

Приведенные в табл. 5 и на рис. 4 данные свидетельствуют о том, что реализация оптимальных составов топлива на каждом из режимов 13-ступенчатого испытательного цикла (т. е. работа двигателя на топливе переменного состава) обеспечивает минимальное значение обобщенного критерия оптимальности ($J_0 = 3,644$). Сопоставление показателей дизеля Д-245.12С, работающего на топливах постоянного и переменного составов, показывает, что наилучшие показатели обеспечиваются при ис-

Таблица 4 Обобщенный критерий оптимальности для каждого

из режимов 13-ступенчатого испытательного цикла при работе дизеля Д-245.12 на различных видах топлива

№ режима	$J_{0\mathrm{ДT}}$	J _{04:1}	$J_{03:2}$	J _{02:3}
1	3,315	3,106	3,376	3,817
2	4,315	4,721	4,853	5,340
3	4,315	4,521	4,637	4,568
4	4,315	4,346	4,424	4,343
5	4,315	4,693	4,588	5,426
6	4,315	3,795	3,810	3,679
7	3,315	3,106	3,376	3,817
8	4,315	3,821	3,687	3,140
9	4,315	3,672	3,618	3,061
10	4,315	3,921	3,423	3,206
11	4,315	3,676	3,290	3,378
12	4,315	3,607	3,323	3,950
13	3,315	3,106	3,376	3,817

Примечание. Выделены минимальные значения обобщенного критерия оптимальности на каждом режиме 13-ступенчатого испытательного цикла.

пользовании в качестве топлива для дизеля Д-245.12С смеси ДТ и РМ с составом, переменным в зависимости от режима работы двигателя. Использование смесевого топлива переменного состава позволяет значительно сократить удельные массовые выбросы монооксида углерода $e_{\rm CO}$. При переходе от смеси ДТ и РМ в пропорции 2:3 к смесевому топливу переменного состава $e_{\rm CO}$ снижается с 3,772 до 3,013 г/(кВ · ч), т. е. на 20,1 %.

Полученное при расчетно-экспериментальных исследованиях распределение оптимальных составов топлива на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла ECE R49 (см. табл. 4 и рис. 3) использовано для построения базовой характеристики оптимального соотношения компонентов смесевого биотоплива. При этом для определения оптимального состава топлива на режимах, отличных от режимов 13-ступенчатого испытательного цикла, использованы методы линейной интерполяции и экстраполяции. Полученная таким образом базовая характеристика оптимального состава смесевого биотоплива представлена на рис. 5.

Полученная базовая характеристика оптимального соотношения компонентов биотоплива (см. рис. свидетельствует о том, что на режимах внешней скоростной характеристики дизеля Д-245.12С (при $M_e = 100$ %) оптимальным является использование смесевых топлив с содержанием ДТ и РМ в про-

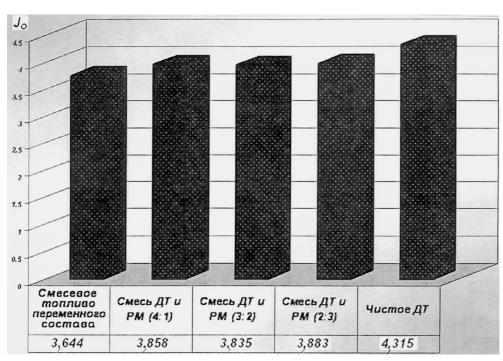


Рис. 4. Значения обобщенного критерия оптимальности при работе дизеля Д-245.12С на чистом ДТ, смесевых топливах постоянного и переменного состава

Значения параметров дизеля Д-245.12С и обобщенного критерия оптимальности для рзаличных типов топлив

Тип топлива	g _{e усл} , г/(кВт•ч)	$\eta_{e m yc}$ л	е _{NO_x} , г/(кВт•ч)	е _{СО} , г/(кВт∙ч)	е _{СН_х} , г/(кВт•ч)	J_0
Чистое ДТ Сместь ДТ и РМ (4:1) Смесь ДТ и РМ (3:2) Сместь ДТ и РМ (2:3) Смесевое топливо переменного состава	247,2 254,4 259,2 272,2 265,1	0,343 0,341 0,344 0,336 0,332	7,442 7,159 7,031 6,597 6,797	3,482 3,814 3,880 3,772 3,013	1,519 0,965 0,949 1,075 0,975	4,315 3,858 3,835 3,883 3,644

порции 2: 3 ($C_{\rm PM}=60$ %). Смесевые биотоплива с большим содержанием PM ($C_{\rm PM}=60$ и 40 %) целесообразно использовать и на различных нагрузочных режимах при номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля ($n=2400~{\rm Muh}^{-1}$). На режимах с пониженной частотой вращения коленчатого вала дизеля (при $n \le 1500~{\rm Muh}^{-1}$) и неполной нагрузкой (при $M_e \le 75~\%$), отличающихся пониженным качеством процесса смесеобразования, желательно перевести двигатель на работу на чистом ДТ.

Результаты проведенных расчетно-экспериментальных исследований (см. табл. 4 и рис. 3) свидетельствуют о том, что на режиме холостого хода желательно использовать смесевое биотопливо, содержащее 80 % ДТ и 20 % РМ. Однако следует учитывать, что параметры дизеля на режиме холостого хода недостаточно стабильны, поэтому точность определения показателей топливной экономичности и токсичности ОГ невысока. Поэтому для упрощения реализации полученной базовой характеристики (для упрощения регулирования состава смесевого биотоплива) принято, что на режиме холостого хода оптимальной является работа на чистом ДТ (см. рис. 5).

Для реализации полученной базовой характеристики состава смесевого биотоплива для

дизеля Д-245.12С (см. рис. 5) необходимо разработать соответствующую систему автоматического регулирования (САР). При разработке такой САР следует учитывать, что транспортный дизель является многорежимным двигателем, характерной особенностью которого является частая и быстрая смена режимов работы. Это требует создания САР состава смесевого биотоплива, имеющей высокое быстродействие, которое может быть достигнуго путем минимизации объемов смешиваемых компонентов биотоплива.

Системы регулирования, используемые в транспортных дизелях, весьма разнообразны. Большая их часть построена с использованием принципа Ползунова-Уатта, при реализации которого действительное значение регулируемого параметра измеряется с использованием чувствительного элемента (датчика) этого параметра. Это значение регулируемого параметра сравнивается с его требуемым значением, и вырабатывается сигнал их рассогласования (сигнал ошибки регулирования), используемый при организации процесса регулирования. Задачей таких САР является минимизация указанной ошибки регулирования.

Построение системы регулирования состава смесевого биотоплива с использованием принципа Ползунова-Уатта осложняется отсутствием просто-

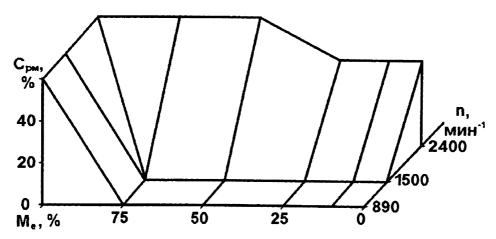


Рис. 5. Распределение оптимальных составов смесевого биотоплива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки дизеля Д-245.12C

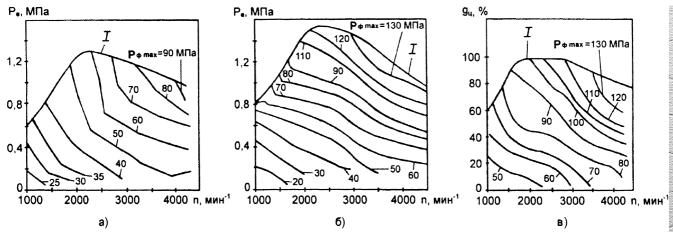


Рис. 6. Распределение максимальных давлений впрыскивания $p_{\phi \max}$ в поле эксплуатационных режимов работы дизелей:

а — дизеля Fiat 1.9 L / TCI с непосредственным впрыскиванием и системой топливоподачи Bosch EDC MSA 11/VP 37; б — дизеля Fiat 1.9 L / TCI с аккумуляторной системой топливоподачи Unijet фирм Fiat и Elasis (Италия); в — дизеля ОМ 611 фирмы Mercedes-Benz с системой топливоподачи Common Rail фирмы R. Bosch; n — частота вращения двигателя; $p_{\rm e}$ — среднее эффективное давление (нагрузка на двигатель); $g_{\rm q}$ — массовая цикловая подача топлива

го и надежного чувствительного элемента состава смесевого топлива. Разработка такого чувствительного элемента представляет собой достаточно сложную техническую задачу. Поэтому при разработке САР состава смесевого биотоплива желательно использовать какой-либо другой параметр, который может быть легко определен при организации процесса регулирования и который косвенно отражает закономерности изменения состава смесевого биотоплива с изменением режима работы двигателя.

Как отмечено выше, характерной особенностью полученной базовой характеристики (см. рис. 5) является необходимость увеличения содержания РМ в смесевом топливе на форсированных режимах (режимах с высокой частотой вращения и полной нагрузкой) и желательность перевода двигателя на работу на чистом ДТ на нефорсированных режимах (режимах с пониженной частотой вращения и неполной нагрузкой), отличающихся пониженным качеством процесса смесеобразования. Поэтому в качестве параметра, используемого при организации процесса регулирования состава смесевого биотоплива, целесообразно выбрать один из параметров, характеризующих процесс смесеобразования.

Таким параметром, характеризующим протекание процесса смесеобразования, является давление впрыскивания топлива (или давление топлива в топливопроводе

высокого давления). Показанные на рис. 6 зависимости максимального давления впрыскивания топлива от скоростного и нагрузочного режимов работы ряда зарубежных дизелей, оснащенных различными системами топливоподачи, свидетельствуют о том, что на форсированных режимах работы давления впрыскивания максимальны, а при уменьшении частоты вращения или нагрузки эти давления заметно уменьшаются, т. е. характер изменения давления впрыскивания при изменении режима работы двигателя аналогичен желательному характеру изменения состава смесевого биотоплива в соответствии с базовой характеристикой (рис. 5).

Это обстоятельство использовано при разработке устройства регулирования состава смесевого биотоплива для дизеля Д-245.12С, в котором максимальное давление впрыскивания изменяется в соответствии с указанными выше закономерностями (рис. 7).

Устройство регулирования состава смесевого биотоплива, разработанное в МГТУ им. Н. Э. Баумана, представлено на рис. 8. Это устройство, созданное на базе штатной системы топливоподачи дизеля Д-245.12С, содержит дополнительно установленный в линии высокого давления (перед форсункой) смеситель ДТ и РМ. При этом реализована схема топливоподачи, в которой РМ подается в линию высокого давления штатной топливоподающей системы транс-

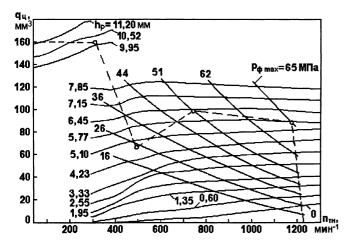


Рис. 7. Распределение максимальных давлений впрыскивания топлива $p_{\phi \max}$ системой топливоподачи дизеля типа Д-245.12С в зависимости от частоты вращения кулачкового вала ТНВД n_{TH} и цикловой подачи топлива q_{u} : h_{p} — положение дозирующей рейки ТНВД

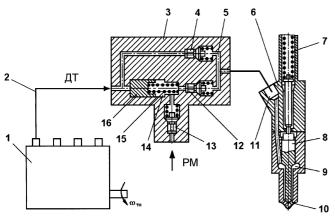


Рис. 8. Схема системы топливоподачи смесевого биотоплива в камеру сгорания дизеля, разработанная в МГТУ им. Н. Э. Баумана:

 $1-{\rm THBД};\ 2-{\rm топливопровод};\ 3-{\rm смеситель};\ 4$ и $12-{\rm нагинательные}$ клапаны; $5-{\rm смесительная}$ полость; $6-{\rm форсунк};\ 7-{\rm пружинa};\ 8-{\rm иглa};\ 9-{\rm надыгольная}$ полость; $10-{\rm сопловые}$ каналы распылителя; $11-{\rm штуцер}$ форсунки; $13-{\rm наполнительный}$ клапан; $14-{\rm полость}$ плунжера; $15-{\rm пружинa};\ 16-{\rm плунжер}$ смесителя

портного дизеля, содержащей топливный насос высокого давления (ТНВД) типа 4 УТНМ производства Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗ-ТА), топливопровод высокого давления (стальная трубка с наружным диаметром 7 мм и внутренним диаметром 2 мм) и форсунку ФД-22 закрытого типа с многосопловым распылителем. В разработанной системе топливоподачи РМ от баллона, находящегося под давлением около 1,5 МПа (на рис. 8 не показан), подается в смеситель 3, установленный на штуцере 11

форсунки 6 и соединенный через трубопровод 2 высокого давления с ТНВД 1.

В соответствии с рис. 8 процесс топливоподачи осуществляется следующим образом. ТНВД 1 через топливопровод 2 подает ДТ под высоким давлением в смеситель 3. Топливо по каналам в корпусе смесителя поступает к нагнетательному клапану 4 и плунжеру 16 с гидроприводом. При этом под давлением ДТ клапан 4 открывается, и топливо поступает в смесительную полость 5. Одновременно плунжер 16 под действием высокого давления, действующего на его левую торцевую поверхность, перемещается вправо, воздействуя на пружину 15, и сжимает РМ, находящееся в полости 14 плунжера. В результате открывается нагнетательный клапан 12, и РМ поступает в смесительную полость 5, в которой оно смешивается с ДТ, поступающим в полость 5 через нагнетательный клапан 4. Смесевое топливо из полости 5 через штуцер 11 подается в форсунку 6, по каналам которой оно поступает в надыгольную полость 9. При этом игла 8 под действием давления смесевого топлива поднимается вверх, деформируя пружину 7, открывает сопловые каналы распылителя 10 и топливо впрыскивается в КС (на рис. 8 не показана). Впрыскивание продолжается до момента отсечки топлива в ТНВД 1. После отсечки давление топлива в линии высокого давления резко снижается, и пружина 15 перемещает плунжер 16 смесителя 3 влево. В результате в полости 14 плунжера создается разрежение, и РМ через клапан 13 заполняет полость 14 плунжера. Причем для улучшения наполнения полости 14 плунжера РМ оно находится в баке под некоторым давлением (около 1,5 МПа), создаваемым либо дополнительным подкачивающим насосом, либо дополнительным баллоном со сжатым воздухом (на рис. 8 не показаны). При последующем цикле топливоподачи РМ подается в смесительную полость 5, где смешивается с ДТ и затем впрыскивается форсункой в КС дизеля.

Регулирование состава смесевого топлива в описанной системе топливоподачи осуществляется с учетом зависимости максимального давления впрыскивания p_{ϕ} тах (максимального давления топлива в линии высокого давления перед форсункой) от режима работы дизеля. На номинальном режиме работы с частотой вращения $n_{\rm TH} = 1200$ мин $^{-1}$ и подачей топлива $q_{\rm II} = 90$ мм 3 давление впрыскивания максимально и равно 65 МПа (см. рис. 7).

В этом случае давление нагнетаемого ДТ, действующее на левую торцевую поверхность плунжера 16 (рис. 8), максимально, и ход плунжера 16 также

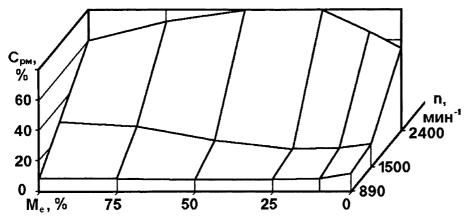


Рис. 9. Распределение составов топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки, реализуемое устройством регулирования состава смесевого биотоплива

максимален, что обеспечивает наибольшую подачу РМ в смесительную полость 5. При этом обеспечивается максимальное содержание РМ в смесевом биотопливе (например, $C_{PM} = 60 \%$ в соответствии с базовой характеристикой, см. рис. 5). При переходе двигателя на менее форсированные режимы давление топлива в нагнетательном топливопроводе снижается, что приводит к уменьшению силы, действующей на левую торцевую поверхность плунжера 16 (см. рис. 8), ход плунжера 16 снижается и подача РМ в смесительную полость 5 уменьшается ($C_{\rm PM}$ снижается). На нефорсированных режимах работы давление ДТ, действующее на плунжер 16, становится недостаточным для деформирования пружины 15, ход плунжера 16 становится равным нулю и подача РМ в смесительную полость 5 прекращается ($C_{PM} = 0 \%$).

Таким образом, в разработанном устройстве регулирования состав смесевого биотоплива изменяется в соответствии с изменениями давления топлива в линии высокого давления системы топливоподачи, которое, в свою очередь, зависит от режима работы дизеля. Этот принцип регулирования аналогичен принципу регулирования, разработанному в МГТУ им. Н.Э. Баумана и РУДН проф. Н. Н. Патрахальцевым, а также в работах МАДИ. Преимуществом разработанного устройства регулирования является его высокое быстродействие: оно обеспечивает смену состава смесевого биотоплива в пределах двух смежных циклов топливополачи.

Для определения основных параметров разработанного устройства регулирования состава смесевого биотоплива для дизеля Д-245.12С и определения базовой характеристики состава смесевого биотоплива,

Таблизца 6 Интегральные показатели топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля Д-245.12С, в котором формируются различные базовые характеристики состава смесевого биотоплива

Тип топлива	g _{eусл} , г/(кВт•ч)	η _{е усл}	е _{NO_x} , г/(кВт∙ч)	е _{СО} , г/(кВт • ч)	е _{СН_х} , г/(кВт∙ч)	J_0
Смесевое топливо переменного состава по характеристике на рис. 5	265,1	0,332	6,797	3,013	0,975	3,644
Смесевое топливо переменного состава по характеристике на рис. 9	258,5	0,339	6,827	3,520	0,962	3,720

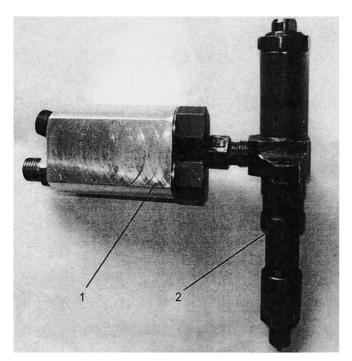


Рис. 10. Общий вид смесителя (1) в сборе с форсункой (2)

реализуемой этим устройством, предложена методика расчета этого устройства и рассчитаны его параметры и базовая характеристика регулирования состава биотоплива, реализуемая разработанным устройством регулирования для дизеля Д-245.12С (рис. 9). Полученная базовая характеристика на рис. 9 несколько отличается от оптимизированной базовой характеристики, представленной на

рис. 5. Поэтому проведен расчет обобщенного критерия оптимальности и интегральных показателей топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля Д-245.12С, в котором формируется базовая характеристика, данная на рис. 9, и проведено их сравнение с аналогичными показателями дизеля, в котором реализована оптимизированная базовая характеристика, приведенная на рис. 5. Результаты проведенных расчетов представлены в табл. 6.

Анализ данных табл. 6 показывает, что переход от оптимизированной базовой характеристики на рис. 5 к базовой характеристике на рис. 9, формируемой разработанным устройством регулирования состава смесевого биотоплива, приводит к некоторому увеличению обобщенного критерия оптимальности J_0 (с 3,644 до 3,720). Однако это существенно не ухудшает показатели топливной экономичности и токсичности ОГ исследуемого дизеля. При таком переходе увеличивается эффективный КПД двигателя η_a с 0,332 до 0,339 (на 2,1 %) и уменьшается удельный массовый выброс несгоревших углеводородов e_{CH} с 0,975 до 0,962 г/(кВт · ч), т. е. на 1,3 %. Но при этом возрастают удельные массовые выбросы оксидов азота e_{NO} с 6,797 до 6,827 г/(кВт • ч), т. е. на 0,4 %, и монооксида углерода e_{CO} с 3,013 до 3,520 г/(кВт · ч), т. е. на 16,8 %.

В соответствии с разработанной схемой системы топливоподачи смесевого биотоплива в КС дизеля и проведенными расчетными исследованиями было спроектировано и изготовлено дозирующее уст-

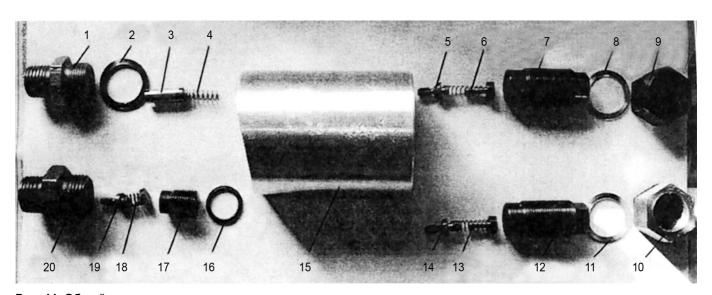


Рис. 11. Общий вид элементов смесителя:

1 — штуцер для подвода ДТ; 2, 8, 11 и 16 — прокладки; 3 — плунжер смесителя; 4, 6, 13, 18 — пружины; 5 — нагнетательный клапан; 7 — седло нагнетательного клапана; 9 — заглушка; 10 — штуцер форсунки; 12 — седло нагнетательного клапана; 14, 19, — дополнительные клапаны; 15 — корпус смесителя; 17 — седло наполнительного клапана; 20 — штуцер для подвода PM

ройство — смеситель 3 (см. рис. 8). Общий вид смесителя в сборе с форсункой представлен на рис. 10, а общий вид элементов смесителя — на рис. 11. Для оценки работоспособности смесителя и возможности формирования им требуемых базовых характеристик состава смесевого биотоплива были проведены экспериментальные исследования смесителя на безмоторном стенде Motorpal NC-108, предназначенном для испытаний ТНВД.

При проведении экспериментальных исследований ДТ под высоким давлением от испытываемого ТНВД подавалось в смеситель, установленный на входе в форсунку. На безмоторном стенде Motorpal NC-108 топливо, впрыскиваемое форсункой в мерную колбу, сливается в топливный бак стенда. Для предотвращения попадания смесевого биотоплива в топливный бак стенда и сохранения в баке чистого ДТ при экспериментах подача РМ имитировалась подачей ДТ от альтернативного источника питания. Для подачи имитационного топлива в смеситель использовалась дооборудованная установка для проверки форсунок, позволяющая создавать давление топлива 1,5 МПа.

В исследуемой системе топливоподачи давление затяжки пружины иглы форсунки (давление начала впрыскивания) было равно $p_{\text{do}} = 22 \, \text{M} \, \Pi$ а. Проведенные предварительные исследования показали, что при штатном давлении начала впрыскивания остаточное давление в линии высокого давления изменялось в диапазоне от 1,1 (при $n_{\rm TH} = 1000~{\rm мин}^{-1}$) до 7,2 МПа (при $n_{\rm TH} = 300~{\rm мин}^{-1}$) при работе на режимах внешней скоростной характеристики (кривая 1 на рис. 12). Таким образом, на большинстве исследуемых скоростных режимов остаточное давление превышало давление подкачки РМ (около 1,5 МПа). Проведенные исследования предложенной системы топливоподачи показали, что снижения остаточного давления можно достигнуть при уменьшении давления начала впрыскивания. Поэтому для уменьшения остаточного давления затяжка пружины иглы форсунки была снижена (до $p_{\Phi 0}$ = 15 МПа). Это позволило обеспечить остаточное давление на уровне, не превышающем 1,5 МПа (кривая 2

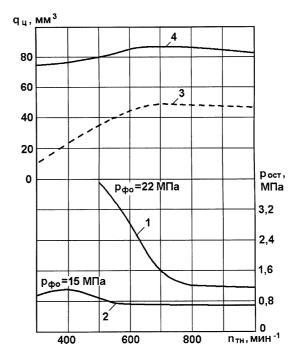


Рис. 12. Зависимости остаточного давления $p_{\text{ост}}$ цикловой подачи топлива $q_{\text{ц}}$ от скоростного режима работы $n_{\text{тн}}$ топливной системы при различных давлениях начала впрыскивания p_{tho} :

 $1-p_{\Phi o}=22$ МПа; $2-4-p_{\Phi o}=15$ МПа; 3- подача имитационного ДТ; 4- суммарная подача основного и имитационного ДТ

на рис. 12) во всем диапазоне исследуемых скоростных режимов.

Приведенные на рис. 12 данные по цикловой подаче имитационного ДТ (кривая 3) и суммарной цикловой подаче (кривая 4) на режимах внешней скоростной характеристики свидетельствуют о том, что исследуемая топливоподающая система на скоростном режиме с $n_{\rm TH}=1000~{\rm Muh}^{-1}$ обеспечивает соотношение подач основного и имитационного топлив, примерно равное $C_{\rm PM}=q_{\rm цPM}/q_{\rm цобщ}=47~{\rm Mm}^3/83~{\rm mm}^3=57~\%,$ а на скоростном режиме с $n_{\rm TH}=300~{\rm Muh}^{-1}$ $C_{\rm PM}=q_{\rm цPM}/q_{\rm цобщ}=10~{\rm Mm}^3/75~{\rm mm}^3=13~\%.$

Полученные результаты экспериментальных исследований свидетельствуют о том, что разработанная система топливоподачи со смесителем ДТ и РМ обеспечивает закон изменения состава смесевого биотоплива, соответствующий расчетному закону регулирования (см. характеристику изменения содержания РМ в смесевом биотопливе $C_{\rm PM}$ при полной нагрузке, т. е. при $M_e=100~\%$, на рис. 12).

В целом проведенные расчетно-экспериментальные исследования подтвердили эффективность использования разработанного устройства регулирования состава смесевого биотоплива на транспортном дизеле и возможность формирования характеристики состава смесевого биотоплива, близкой к оптимальной. На конструкцию смесителя подана заявка на изобретение (РФ № 2007125576/06. Система топливоподачи дизеля / Н. А. Иващенко, В. А. Марков, В. И. Шатров, А. А. Ефанов. Дата подачи 06.07.2007 г.)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. **Грехов, Л. В.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. Изд-во "Легион-Автодата", 2005. 344 с.
- 2. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей: учебник для вузов / С. И. Ефимов, Н. А. Ивашенко, В. И. Ивин и др.; Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1985. 456 с.
- Девянин, С. Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей [Текст] / С. Н. Девянин, В. А. Марков, В. Т. Семенов. — Харьков: Изд-во "Новое слово", 2007. — 452 с.
- Исследование возможности получения повышенных давлений впрыскивания топливоподающей аппаратурой разделенного типа в автотракторных дизелях / Л. В. Грехов, В. А. Марков, В. А. Павлов и др. // Вестник МГТУ. Машиностроение. 1997. № 1. С. 92—103.
- 5. **Крутов, В. И.** Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В. И. Крутов. М.: Машиностроение, 1989. 416 с.
- 6. **Кулиев, Р. III.** Физико-химические свойства некоторых растительных масел [Текст] / Р. III. Кулиев, Ф. Р. Шари-

- нов, Ф. А. Кулиев // Химия и технология топлив и масел. 1999. № 4. С. 36—37.
- 7. **Льотко, В.** Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания [Текст] / В. Льотко, В. Н. Луканин, А. Р. Хачиян. М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. 311 с.
- Марков, В. А. Токсичность отработавших газов дизелей [Текст] / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2002. 376 с.
- Марков, В. А. Альтернативные топлива и методика оценки их экологических качеств [Текст] / В. А. Марков, А. А. Ефанов, С. Н. Девянин // Грузовик &. 2007. № 6. С. 27—40.
- Марков, В. А. Топлива и топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей [Текст] / В. А. Марков, С. И. Козлов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. — 296 с.
- Марков, В. А. Работа дизелей на растительных маслах [Текст] / В. А. Марков, Д. А. Коршунов, С. Н. Девянин // Грузовик &. — 2006. — № 7. — С. 33—46.
- 12. **Патрахальцев, Н. Н.** Пути развития топливных систем для подачи в цилиндр дизеля нетрадиционных топлив [Текст] / Н. Н. Патрахальцев, С. В. Альвеар Санчес // Двигателестроение. 1988. N 3. С. 11—13.
- 13. **Патрахальцев, Н. Н.** Системы топливоподачи с регулированием начального давления [Текст] / Н. Н. Патрахальцев // Двигателестроение. 1980. № 8. С. 32—35.
- Топливные системы и экономичность дизелей / И. В. Астахов, Л. Н. Голубков, В. И. Трусов и др. М.: Машиностроение, 1990. 288 с.
- 15. **Улучшение** экономических и экологических показателей дизелей путем интенсификации процесса топливоподачи / Л. В. Грехов, В. А. Марков, В. А. Павлов и др. // Грузовик &. 2002. № 8. С. 36—37. № 9. С. 33—35. № 10. С. 32—36.
- 16. Шкаликова, В. Н. Применение нетрадиционных топлив в дизелях [Текст] / В. Н. Шкаликова, Н. Н. Патрахальцев. — М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 1993. — 64 с.

На смену "Дакару" придет "Африка-рейс"?

Сенсационную новость обнародовал руководитель команды "КАМАЗ-мастер" Семен Якубов в ходе состоявшейся пресс-конференции. Наряду с участием в традиционном "Дакар-2009", который нетрадиционно пройдет в Южной Америке, команда "КАМАЗ-мастер" примет участие еще в одном ралли-марафоне — "Африка-рейс".

Новая гонка, инициатором и организатором которой стал прежний директор "Дакара" Юбер Ориоль, пройдет в те же дни и по тем же маршрутам, по котороым проходил и официальный "Дакар". Теперь организаторы "Дакара", если и захотят вернуться на африканский континент, смогут это сделать только в случае отказа Юбера Ориоля проводить ралли "Африка-рейс". что произойдет едва ли.

Эта новость среди гонщиков класса Т-4 (грузовики) произвела, по словам Семена Якубова, эффект разорвавшейся бомбы. Команду "КАМАЗ-мастер" ее давний друг Юбер Ориоль лично пригласил к участию в новом раллирейде. Рашение участвовать в обеих гонках, помимо наших гонщиков, приняли Ян и Жерар Де Рои. В телефонном разговоре с Семеном Якубовым Жерар сообщил, что он отправится в Южную Америку, а отец будет участвовать в "Африка-рейс". Можно ожидать, что такое же решение примут представители команды "МАN" и другие гонщики.

На "Дакар" в Южную Америку отправятся три камазовских экипажа, заявлявшиеся на несостоявшийся "Дакар-2008": Владимир Чагин, Сергей Савостин, Эдуард Николаев; Фирдаус Кабиров, Айдар Беляев, Андрей Мокеев; Ильгизар Мардеев, Вячеслав Мизюкаев и Андрей Каргинов.

К участию в "Африка-рейс" будут готовиться два новых экипажа.

Главная проблема одновременного участия сразу в двух продолжительных гонках заключается, по словам руководителя нашей команды, в финансировании. Поэтому сейчас команда активно ищет спонсоров, готовых поддержать российских спортсменов. Тем более что со временем "Африка-рейс" может стать престижнее традиционного "Дакара", переместившегося в далекую Америку.

До начала "Африка-рейс" и "Дакар-2009" еще четыре месяца. За это время команда "КАМАЗ-мастер" примет участие в ралли "Дезерт Челлендж" (ОАЭ) и в очередном этапе чемпионата России — ралли "Тихий Дон".

(Отдел по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ")

На Международной выставке пассажирского транспорта "Busworld 2007" (г. Кортрейк, Бельгия) была представлена продукция 350 фирм из 33 стран на площади 49 тыс. м². Выставка "Busworld" считается самой старой выставкой автобусов в мире.

Экспозиция 2007 г. целиком проходила под девизом применения наиболее экологически безопасных двигателей на автобусном транспорте. Автобусные перевозки пассажиров являются наименее уязвимыми в плане защиты окружающей среды и в будущем они станут еще более экологичными.

Титул лучшего туристского автобуса 2008 года получил автобус Volvo 9700, а автобус Setra 415 HD — большую золотую медаль выставки и специальный приз за инновации в области безопасности перевозок. Обе модели были отмечены жюри за их комфортность, безопасность и легкость в управлении.

В конкурсе участвовали также следующие модели туристских автобусов: Van Hool T 917 Astron (получил большую серебряную медаль выставки и специальный приз за туристское оснащение), Neoplan Cityliner HD (приз за лучшее эстетическое оформление), Lion's Supreme Coach, Mercedes Integro, TEMSA Tourmalin Intercity 12, FAST-MAN Syter, Scania/Irizar R 310 ІВ 4[2/і4Н (титул лучшего многофункционального автобуса), VDL Kusters Picardie MD 0818, микроавтобус BUSiness MB Sprinter (отмечен специальным призом за наилучшее оснащение места гида-экскурсовода).

На выставке "Busworld 2007" были широко представлены туристские и городские автобусы с двигателями, отвечающими норме Евро-5. Отмечено участие фирм из Китая. Однако нельзя не учитывать их активное и динамичное развитие, темпы которого превосходят развитие даже японских фирм. Из-за высоких международных требований норм Евро-5 европейские производители опережают китайских.

Автобусы на Международной выставке в Бельгии

Рисунки см. на 2-й и 3-й полосах обложки

На выставке отмечено широкое участие фирм из Турции, Польши, Испании и Португалии. Большая часть фирм-производителей этих стран занята производством салонов автобусов, а шасси, двигатели и мосты они покупают у крупных европейских производителей.

Наиболее известные автобусные фирмы живо реагируют на ценовой рынок и производят недорогостоящие автобусы там, где наиболее сильно чувствуется давление цен. Наибольшим потенциалом роста сбыта автобусов обладают рынки стран Восточной Азии и Латинской Америки.

Сохраняется тенденция разработки наиболее безопасных моделей. Почти на всех автобусах система ESP обеспечения курсовой устойчивости стала стандартом, так же как и лампа для чтения над сиденьями пассажиров. Специалисты отрасли активно обсуждают вопрос необходимости установки на автобусах электронных систем постоянного контроля и регулирования расстояния между транспортными средствами.

Комфортность поездки пассажиров увеличилась благодаря элегантному интерьеру даже на самых недорогих моделях автобусов. Пассажиры, предпочитающие автобусы VIP-класса, имеют теперь широкий выбор моделей.

Фирма MAN представила новый дизель D 08 EEV, отвечающий нормам Евро-4 и EEV без необходимости применения реагента EdBlue. Новый туристский автобус "Lion's Coach Supreme" создан на базе модели "Lion's Star" и является более комфортной модификацией.



Все автобусы серии Neoman теперь оборудуются электронной системой ESP динамической стабилизации (курсовой устойчивости). В зависимости от модели по отдельному заказу на автобусе устанавливается система контроля и регулировки расстояния.

Турецкая фирма ВМС уже производит не только грузовые автомобили большой грузоподъемности, но и полный типовой ряд городских и туристских автобусов.

Австрийская фирма Auwarter представила микроавтобус "Teamstar" (рис. 3), который получил приз за лучший дизайн передней части кузова.

Финская фирма Isuzu выставила городские автобусы Citibus и Turquoise, удобные для эксплуатации на узких улицах. На автобусе длиной 7,6 м смонтирован двигатель мощностью 175 л. с., рабочим объемом 5,2 л, сертифицированный по нормам Евро-3, на автобусе Turquoise — двигатель по нормам Евро-4.

Испанская фирма Setra представила обновленные модели "TopClass" и "Highlight", оборудованные системой безопасности "Frontal Collision Guard" в виде модуля, на котором находится место водителя. В случае столкновения этот модуль сдвигается назад, увеличивая пространство для выживания.

Фирма Bova (Нидерланды) показала обновленную серию туристских автобусов. Все модели с двигателями производства фирм Cummins и DAF по нормам EEV и Евро-4 оборудованы новой электронной тормозной системой EBS.

Английская фирма Optare представила автобусы длиной 4,1—6,9 м и шириной 2,3—2,5 м. На выбор ею предлагаются модели с двигателями производства фирм Mercedes-Benz (OM 904 LA), MAN (0834), Cummins (ISBe). Все двигатели отвечают нормам Евро-4.

На стенде фирмы Volvo был показан туристский автобус Volvo 9700, который получил почетный титул "Туристский автобус 2008 года". Шведская фирма уделяет большое внимание безопасности водителя и пассажиров. На автобусе установлена новая система защиты при лобовом столкновении и система защиты коленей водителя и пассажиров. Новый двигатель Volvo D 6 может работать на природном газе или биотопливе.

На стенде фирмы MAN был представлен туристский автобус с измененным дизайном кузова в стиле "Tuning".

Фирма Voith представила новую программу "DIWA Excellence" послепродажного технического обслуживания автоматических коробок передач DIWA для городских маршрутных автобусов.

Польская фирма Solaris, демонстрировала выпущенный на рынок сочлененный автобус Urbino 18 с гибридным дизель-электрическим двигателем. На выставке фирма экспонировала новый автобус Alpino длиной 8,6 м и шириной 2,4 м специально для горных дорог.

Фирма VanHool отметила 60-летный юбилей производственной деятельности. Туристские автобусы серии Т 9 выпуска 2008 г. имеют ряд новинок, в частности, они оборудованы новыми, более экономичными двигателями, задними светодиодными приборами внешнего освещения. На стенде фирмы был также представлен автобус с двигателем, работающим на водородных топливных элементах.

Турецкая фирма Temsa обновила серию двигателей туристских автобусов в соответствии с международными нормами Евро, что дает повод для дальнейшего пересмотра всей производственной программы. Так, например, был модернизирован автобус "Safari" длиной 12,2 м с увеличенной передней частью кузова.

Фирма Mercedes-Benz с начала 2008 г. выпускает на заводах в городах Штутгарт и Манхейм автобусы с двигателями, отвечающими нормам Евро-5. На выставке "Busworld 2007" был представлен трехосный туристский автобус Integro с двигателем по нормам EEV. Трехосный вариант автобуса Travego М вновь производится на заводе в Нью-Ульм.

Шведская фирма Scania выпускает совместно с испанской фирмой Irizar туристские автобусы. При этом фирма Scania намеревается в самое ближайшее время достичь норм Евро-4 и Евро-5 на автобусных двигателях без применения реагента EdBlue.

Фирма Irisbus впервые выставила новый туристский автобус "Magelys". Эта модель привлекла всеобщее внимание дизайном кузова и салона. Ветровое стекло высоко поднято над крышей. По требованию заказчика автобус поставляется с двигателями Curseur мощностью 380—450 л. с., которые отвечают нормам Евро-5 и даже EEV.

Германская фирма Neoplan несколько обновила модельный ряд туристских и междугородных автобусов. Автобус Starliner остается в производственной программе, а модель Tourliner является его обновленной копией. Платформа автобуса Starliner использована в новой модели Cityliner. На автобусах применяются ведомый мост с независимой подвеской, ведущий мост с электрогидравлическим приводом, изменяемые амортизаторы типа CDC производства фирмы Sachs в стандартном и спортивном вариантах.

(По материалам журн. "Transport Routier". — 2007. — № 12. **Б. И. Буров**)

На Международной выставке грузовых автомобилей и подвижного состава "RAI-2007" (г. Амстердам, Нидерланды) представители всех ведущих автомобилестроительных фирм Европы заявили о росте производства и сбыта своей продукции. Тема защиты окружающей среды была одной из самых важных в экспозиции и практически все фирмы представили модели с двигателями, работающими на альтернативных видах топлива.

На стенде фирмы Mercedes-Benz был представлен седельный тягач Mercedes Econic с двигателем, работающим на сжатом природном газе (СПГ), который хранится под давлением 2 МПа. Двигатель развивает максимальную мощность 270 л. с. и крутящий момент 1000 Н • м.

Фирма MAN начала серийное производство тягача с самым мощным восьмицилиндровым V-образным двигателем. На стенде фирмы были показаны последние обновленные серии тягачей TGX и TGS, которым на выставке "RAI-2007" был присвоен почетный титул "Грузовой автомобиль 2008 года".

На выставке также впервые были экспонированы новые грузовые автомобили других фирм-производителей с гибридными двигателями: Iveco Massif для коммунального хозяйства, концептуальный автомобиль Renault "Hybrys" (также для городских коммунальных перевозок), двухосный седельный тягач DAF XF и ряд других.

В экспозиции приняли участие фирмы-производители кузовов и прицепного подвижного состава. Например, фирма Josef van Eck (Нидерланды) представила рефрижераторный полуприцеп с двухэтажным четырехкамерным кузовом, оборудованный двумя ведущими мостами с гидроприводом и задним грузоподъемным бортом. Другая фирма Кпареп производит полуприцепы с движущимся полом кузова несущей конструкции.

Во время пресс-конференции в Гетеборге президент корпорации Volvo Trucks Corporation говорил об исследованиях в области защиты окружающей среды и создании альтернативных ис-

Международная выставка грузовых автомобилей в Амстердаме

Рисунки см. на 4-й полосе обложки

точников топлива. Главными приоритетами в деятельности Volvo Trucks являются обеспечение качества продукции, активной и пассивной безопасности движения и защита окружающей среды. Фирма вносит весомый вклад в решение этих проблем, причем на стадии не только эксплуатации грузовых автомобилей, но и их производства. Например, на автомобильном заводе в городе Гент (Бельгия) полностью отсутствуют выбросы двуоксида углерода благодаря использованию ветряной и солнечной энергии, а также биомассы.

Фирма Volvo Trucks проводит дорожные испытания семи прототипов грузовых автомобилей с двигателями, работающими на разных альтернативных источниках энергии. По мнению президента корпорации Volvo Trucks Corporation власти европейских стран должны определиться с выбором того или иного альтернативного вида автомобильного топлива и выработать конкретные надежные стандарты, чтобы фирмы-производители могли продолжить свои исследования. Необходимо также сделать оптимальными поставки этих видов топлива.

Для повышения экологической ответственности автотранспортных предприятий (АТП) законодательные органы стран должны определить рамочные условия, необходимые для наилучшей организации перевозочной и логистической деятельности АТП. Таким образом, АТП смогут снизить расход топлива насколько это позволяет современная технология, а также повысить экологическую безопасность перевозок. Для этого требуется специальная подготовка водителей.

(По материалам журн. "Transport Routier" (Швейцария). — 2007. — № 12. Б. И. Буров)



Б. М. Мысливец

Трамвайные вагоны – прошлое и настоящее (трамвайные вагоны нового поколения)

(Продолжение. Начало см. журн. "Грузовик &". 2008. № 7, 8)

Рисунки см. на 2-й и 3-й полосах обложки Приложения

Трамвайные вагоны отечественного производства изготовляют в четырех-, шести- и восьмиосном исполнении. Основным изготовителем четырехосных вагонов является ФГУП "Усть-Катавский вагоностроительный завод" (УКВЗ), а шестии восьмиосных — ОАО "Петербургский трамвайно-механический завод" (ПТМЗ).

Усть-Катавский вагоностроительный завод освоил производство полностью электрифицированных трамвайных вагонов (без пневматического оборудования) с одностворчатыми, а затем и двухстворчатыми входными дверями сдвижного типа. Пневмоприводы механического тормоза и песочниц на этих вагонах заменены электромагнитными (соленоидными) приводами, а привод дверей и некоторых других устройств осуществляется с помощью электродвигателей. Кроме того, они имеют обшивку крыши из стеклопластика и комбинированную (естественную и принудительную) систему вентиляции.

Кузов новых вагонов был спроектирован по модульному принципу с соблюдением единого шага окон, сочетаемого с шириной средних дверных проемов. Это значительно упростило задачу создания на основе базовой конструкции модели 71-608 различных модификаций четырехосных трамвайных вагонов, в том числе с двухсторонним расположением дверей, активных (с тяговыми двигателями) и пассивных (безмоторных) прицепных вагонов, что значительно расширяет возможности использования таких вагонов в эксплуатации.

На базе вагона 71-608 был создан и изготовлен вагон модели 71-611 с двухсторонним расположением дверей, предназначенный для работы в со-

ставе двухвагонных поездов, в первую очередь на скоростных линиях, а также и на обычных городских маршрутах. Для эксплуатации таких вагонов, соединенных по два кабинами в противоположные стороны (рис. 1), не требуются разворотные кольца, и может быть легко организовано их движение по укороченным маршрутам.

В отличие от базового варианта новые вагоны имеют по три входных двери с каждой стороны, причем средние двухстворчатые двери на противоположных боковых стенах расположены не по центру, а смещены одна относительно другой на ширину оконного проема. Планировка вагона выполнена с продольным расположением сидений, однако такие вагоны могут поставляться и с поперечным расположением сидений. Вагоны оборудованы автосцепками с резинометаллическим амортизатором для механического их соединения в составе поезда, в нерабочем положении автосцепка надежно фиксируется на раме вагона. В системе управления вагоном учтены требования, предъявляемые к скоростному трамваю.

Следующими модификациями четырехосных трамвайных вагонов, разработанных на УКВЗ на базе вагона модели 71-608, являются прицепной (безмоторный) вагон, активный прицепной вагон модели 71-614, представляющий собой моторный вагон в безкабинном исполнении, и трамвайный вагон модели 71-615 для колеи шириной 1000 мм.

Активный прицепной вагон предназначен для работы только в сцепе с головными вагонами 71-608 и 71-608К в составе двух или трехвагонных поездов. Для автономного передвижения в деповских условиях он оборудован маневровым (вспомогательным) пультом управления. При изготовлении таких вагонов с двухсторонним расположением дверей они могут эксплуатироваться в качестве промежуточных в составе поезда из вагонов 71-611.



Для **г. Москвы** с 1994 г. начали поставляться трамвайные вагоны **модели 71-608КМ** (рис. 2) с шириной кузова 2500 мм, вместо 2600 мм у вагонов 71-608 и 71-608К, повышенной надежности и с улучшенной отделкой. По заказу Ростова-на-Дону изготовлена партия вагонов с европейской колеей шириной 1435 мм.

Петербургским трамвайно-механическим заводом (бывшим ЗРГЭТ) впервые в стране были созданы и изготовлены четыре шестиосных шарнирно-сочлененных трамвайных вагона большой вместимости типа ЛВС-66, которые после всесторонних испытаний длительное время эксплуатировались на трамвайных линиях Санкт-Петербурга. Работа этих вагонов в обычном эксплуатационном графике движения совместно с четырехосным подвижным составом подтвердила их преимущества по сравнению с четырехосными вагонами.

На основании результатов испытаний и эксплуатации этих вагонов заводом был создан и с 1980 г. начал изготовляться шарнирно-сочлененный трамвайный вагон новой конструкции типа ЛВС-80, а затем и вагоны усовершенствованной конструкции ЛВС-86, -86М и др.

Шестиосные трамвайные вагоны ЛВС-86 и **86М** (рис. 3) выполнены с двухсекционным шарнирно-сочлененным кузовом, двумя тяговыми тележками и бегунковой (безмоторной) тележкой, расположенной под узлом сочленения. Важнейшее преимущество этих вагонов перед четырехосным состоит в том, что при сохранении того же комплекта тягового электрооборудования полезная длина кузова вагона возросла в 1,5 раза (до 22,5 м вместо 15 м). Это увеличило вместимость и производительность такого подвижного состава при одновременном снижении эксплуатационных затрат.

Шестиосные вагоны предназначены для одностороннего движения и рассчитаны на эксплуатацию как одиночными вагонами, так и в составе поезда из двух вагонов, управляемых по системе многих единиц. Для входа—выхода пассажиров предусмотрены четыре двери ширменного типа: по две на каждой секции кузова. Средние двери выполнены с шириной прохода более 1400 мм, а крайние 1300 мм, привод дверей пневматический. Сиденья полумягкие. С левой стороны пассажирского салона они

расположены в два ряда, а с правой — в один ряд. Пассажирское помещение отапливается электропечами, кабина водителя — калорифером, вентиляция естественная, через люки в крыше и сдвижные форточки окон, освещение люминесцентное с питанием от статического преобразователя напряжения.

Перспективным направлением в создании многоосного подвижного состава, состоящего из нескольких кузовных секций со стандартной базой 7,5 м, является изготовление Петербургским трамвайно-механическим заводом восьмиосных трамвайных вагонов типов ЛВС-8-1-93 и ЛВС-8-2-93 для одностороннего или двухстороннего (челночного) движения.

Трамвайный вагон ЛВС-8-1-93 выполнен с двумя тяговыми и двумя бегунковыми тележками, оборудован тяговыми двигателями типа ДК-263Б мощностью по 80 кВт, релейно-контакторной системой управления (РКСУ), механическим тормозом с пневматическим приводом и токоприемником пантографного типа.

Вагон типа ЛВС-8-2-93 (рис. 4) отличается тем, что выполнен со всеми тяговыми тележками, средние из которых расположены не под узлами сочленения, а под средней кузовной секцией. При этом средняя кузовная секция представляет собой как бы четырехосный вагон, на который консольно через шарнирные узлы опираются передняя и задняя кузовные секции, имеющие под противоположными концами по одной тележке. Впервые такая схема взаимного расположения тележек и узлов сочленения была применена на восьмиосном вагоне ТР-1 (рис. 5), созданном на Рижском вагоностроительном заводе в конце 80-х годов прошлого века.

Вагон ЛВС-8-2-93 оборудован тяговыми двигателями ДК-265А мощностью 65 кВт и тиристорно-импульсной системой управления (ТИСУ). Тележки безрамной конструкции оснащены электромеханическим (соленоидным) приводом механического тормоза и одноступенчатым рессорным подвешиванием с цилиндрическими витыми пружинами и гидравлическими гасителями колебаний.

Сиденья в пассажирском салоне могут быть одиночными, установленными по схеме 1+1 спинками друг к другу, или рас-

положены продольно по типу сидений в вагонах метрополитена. В средней секции кузова предусмотрены две широкие входные двери, а в концевых секциях — по одной широкой и одной узкой со стороны кабины водителя. Основное электрооборудование размещено в шкафах внутри салона, в кабине водителя и на крыше вагона. Цепи управления питаются от аккумуляторной батареи, работающей в буферном режиме со статическим преобразователем. Система вентиляции естественная, через форточки и люки в крыше.

Для обеспечения безопасности пассажиров вагоны оборудованы системой блокировки, исключающей возможность трогания с места при открытых входных дверях, а также датчиками пожарной сигнализации, установленными в пассажирском салоне и кабине водителя.

На базе восьмиосных вагонов на ПТМЗ создан **шестиосный трамвайный вагон типа ЛВС-97** (рис. 6) с расположением тележек в отличие от вагона ЛВС-86, вне узла сочленения. Вагон состоит из двух кузовных секций. Передняя секция представляет собой четырехосный вагон, так как опирается на две моторные тележки, а задняя секция консольно подвешена посредством шарнирного соединения к передней секции и опирается на одну необмоторенную (бегунковую) тележку.

Тележки серийные, оборудованы рельсовыми тормозами с усилием 64 кH и гидравлическими гасителями колебаний. Тяговые двигатели имеют мощность 4×50 кВт (ДК-259A) или 4×80 кВт (ДК-263). Система управления — ТИСУ или РКСУ. Привод механического тормоза электрический или пневматический с системой подготовки воздуха.

Вагон оборудован статическим преобразователем напряжения и лампами дневного света. В каждой секции предусмотрено по две двери, двери двухстворчатые, ширменного типа. Кабина водителя отделена от пассажирского салона перегородкой, включая и переднюю дверь, что делает кабину более просторной и удобной для работы водителя.

Совместно с Петербургским научно-производственным предприятием "ЭПРО" на ПТМЗ изготовлен и в 1995—1996 гг. прошел всесторонние пуско-наладочные испытания опытный шестиосный вагон с асинхронным тяговым приводом типа ЛВС-97А. Проведенные в 1998 г. ГосНИИВ тягово-энергетические испытания этого вагона подтвердили высокую эффективность электропривода на базе асинхронных двигателей и преобразовательных блоков на ІСВТ-транзисторах, обеспечивающих автоматизацию управления и диагностирования, повышение динамических показателей вагона, снижение по-

требления электроэнергии и расходов на ремонт и техническое обслуживание тяговых электродвигателей.

Установленный на вагоне комплект тягового электропривода ЭПРОТЭТ-300-1 состоит из двух преобразователей и аппаратного контроллера, расположенных в кабине водителя. На крыше вагона установлены реакторы входных фильтров, тормозные резисторы, автоматические выключатели и другое электрооборудование.

Каждый преобразователь, выполненный с использованием силовых биполярных транзисторов с изолированным затвором (IGBT) на силу тока 300 А и напряжение 1700 В, питает два соединенных параллельно электродвигателя одной тележки, а также обеспечивает в тормозном режиме передачу энергии торможения в контактную сеть или на тормозной резистор при автоматическом их взаимозамещении.

Тяговые электродвигатели часовой мощностью по 75 кВт рассчитаны на напряжение 440 В и силу тока 77 А. Масса двигателя 475 кг. В двигатель вмонтирован импульсный магнитный датчик частоты вращения.

Электромеханические характеристики двигателя обеспечиваются преобразователем совместно с контроллером, в котором заложены необходимые алгоритмы, путем поддержания во всех режимах заданного фазного тока и соответствующей ему частоты тока в роторе.

Кузов вагона аналогичен кузову базовой модели ЛВС-97. Тележки модернизированной безрамной конструкции, с двухступенчатым рессорным подвешиванием. В центральной ступени подвешивания применены витые цилиндрические пружины с билинейной характеристикой и гидравлические гасители колебаний. В буксовом подвешивании использованы упругие элементы типа "Меги". Тормозной барабан механического тормоза с наружным расположением тормозных колодок смонтирован на ведущем валу (горловине) редуктора, привод тормозной системы пневматический с аккумуляторной пружиной.

На ПТМЗ совместно с "ЭПРО" асинхронным тяговым приводом оборудованы четырехосные трамвайные вагоны ЛМ-99А и ЛМ-2000 (71-135). В отличие от серийных вагонов ЛМ-93 и ЛМ-99 кузов у вагона 71-135 имеет длину 14,1 м, ширину 2500 мм и концевые (лобовые) части закругленной формы, а также новые дизайн и внутреннее оборудование. Сиденья расположены по схеме 1 + 1, число мест для сидения 22, вместимость вагона 150 чел. (при 8 чел./м²). Тележка рамной конструкции с рамой нежесткого типа оборудована двухступенчатым рессорным подвешиванием, гидравлическими гасите-

			Четырехосн	ные		Шести	юсные	Вось	миосные
Наименование	71-611	71-608 KM	71-619 K, KT, M	71-402, 403	ЛМ-93/99- -99A	ЛВС- -86/-86M	ЛВС- -97/-97A	TP-1, TP-2	ЛВС8-1- -93/-2-93
Год начала выпуска	1992	1994	1998	1998	1993/99	1986	1997/98	1988—90	1993
Длина кузова, м	15,21	15,25	15,33	15,29	15,0	22,0	22,0	32,25	30,0
Ширина кузова, м	2,6	2,5	2,5	2,5	2,55	2,55	2,55	2,5	2,55
База вагона, м	7,35	7,35	7,35	7,46	7,5	7,5+7,5	7,5+7,5	6,95+6,2	$3 \times 7,5$
База тележки, м	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94
Диаметр колес, мм	710	710	710	710	710	710	710	710	710
Количество мест для сидения	39	32	32	32	25	37	44	65	70/40
Вместимость, чел.:									
номинальная (5 ч/м²)	122	126	122	117	105	186	187	270	250
максимальная (8 ч/м²)	172	183	176	168	153	275	273	393	358/376
Схема расположения сидений	1 + 1	1 + 2	1 + 2	2 + 1	2 + 1	2 + 1	2 + 1	2 + 1	2 + 1/1 + 1
Количество и ширина дверей,	2—1 × × 390	2 × 1300	2 × 1390		1 × 1500	2 × 1400	4 × 1400	5 × 1300	3 × 1400
шт. × мм	2—2 × × 890	2 × 850	2 × 890	3 × 1300	2 × 1060	1 × 1300 1 × 950	1 × 950		2 × 950/с 2-х сторон
Тяговой двигатель									_
Мощность, шт. × кВт	4 × 50	4 × 50	4 × 50	4 × 54	4 × 50/75	4 × 80	4 × 75	8 × 60	$4 \times 80/4 \times 65$
Система управления	РКСУ	РКСУ	РКСУ	ΑΤΠ	PK/ATΠ	РК/ТИСУ	РК/АТП	ТИСУ	РК/ТИСУ
Максимальная скорость, км/ч	75	75	75	75	75	75	75	75	75
Масса вагона, т	21,0	19,5	20,0	19,6	19,5	29,5	30,0	41,0	40

лями колебаний и одноступенчатым редуктором с гипоидной передачей. В настоящее время партия четырехосных вагонов с асинхронным тяговым приводом эксплуатируется в Москве (Краснопресненское трамвайное депо).

На УКВЗ создан четырехосный трамвайный вагон модели 71-619 с улучшенным наружным и внутренним дизайном, повышенным уровнем комфорта для пассажиров, оборудованный ТИСУ. Разработана тележка новой конструкции с шарнирной рамой, двухступенчатым рессорным подвешиванием, гидравлическими гасителями колебаний и дисковым тормозом.

Трамвайный вагон модели 71-619 (рис. 7) станет базовым для нового (3-го) поколения четырехосных трамвайных вагонов различных модификаций, в том числе оборудованных ТИСУ и тележками новой конструкции (модель 71-619М), релейно-контакторной системой управления (РКСУ) и тележками с одноступенчатым (модель 71-

619К) или двухступенчатым рессорным подвешиванием (модель 71-619КМ) и др.

Новый кузов, высококачественные отделочные материалы, удобные пассажирские сиденья и планировка с большими накопительными площадками, ступенчатое регулирование отопления, принудительная и естественная вентиляция обеспечивают высокий уровень комфорта в вагоне. Шарнирно-поворотные входные двери с микропроцессорной системой управления автоматически регулируют силу привода, исключая возможность прижатия пассажибезрамной конструкции Окна выполнены с применением тонированного стекла.

Кабина водителя с большим панорамным стеклом, зеркала с электроподогревом, удобное расположение приборов на пульте управления, регулируемое кресло с высокими виброзащитными свойствами обеспечивают оптимальные условия для работы водителя.



Тележка новой конструкции имеет раму нежесткого типа, состоящую из двух полурам, соединенных между собой шарнирами. В первой ступени подвешивания применены резинометаллические элементы типа "Меги". Колесные пары с открытой осью, на торцах которой с одной стороны установлено торцевое заземляющее устройство, а с другой стороны — механический дисковый тормоз фирмы "Рако".

Комплект тягового электрооборудования MPK-1 производства НПО "Кросна" обеспечивает низкое энергопотребление при движении, высокие показатели надежности и включает противобоксовочнопротивоюзную системы и встроенные средства диагностики.

Для **Трамвайно-троллейбусного управления г. Екатеринбурга** разработаны ГРЦ "КБ им. академика В. П. Макеева" и изготовлены ГО "Уралтрансмаш" опытные образцы **четырехосного трамвайного вагона** "Спектр" модели 71-402 и 71-403, предназначенные для замены эксплуатируемых трамвайных вагонов Т-3 чешского производства.

Вагон по габаритным размерам и планировке подобен вагону Т-3M, однако отличается дизайном и оборудованием (рис. 8). Он приспособлен для эксплуатации как в одиночку, так и в составе поезда из двух вагонов, управляемых по системе многих единиц

Электрооборудование с асинхронным тяговым приводом выполнено на базе асинхронных тяговых электродвигателей АТЧД-225 с частотным регулированием, обеспечивающих повышенную надежность и снижение эксплуатационных расходов. Вагон снабжен электронной системой управления и диагностики работы электрооборудования. При возникновении неисправностей в схеме и элементах электрооборудования система диагностики подает информацию на дисплей в кабине водителя. Информация не только указывает на неисправность, но и содержит подсказку для водителя о необходимости предпринять те или иные действия.

Внутреннее оборудование салона обеспечивает комфортные условия для проезда пассажиров. Планировка сидений трехрядная, с левой по направлению движения стороны установлены двухместные сидения, а с правой одноместные. Для стоящих пассажиров предусмотрены вертикальные и горизонтальные поручни, а также ручки на спинках кресел. Вентиляция естественная, через форточки окон и

люки в крыше. Отопление осуществляется электронагревателями по бортам вагона. В кабине водителя предусмотрен калорифер с вентилятором.

Входные двери шарнирно-поворотного типа, открываются внутрь салона, имеют электропривод с вентильным двигателем, рассчитанным на весь срок службы без технического обслуживания и ремонта.

Основные параметры трамвайных вагонов нового поколения (90-х гг.) приведены в таблице.

Дальнейшим развитием отечественного трамваестроения является создание многосекционных трамвайных вагонов модульной конструкции с асинхронным тяговым приводом и низким уровнем пола (без ступенек у входных дверей) на части (в зоне между тележками) или всей длине вагона. Опытные образцы таких вагонов уже созданы на Петербургском трамвайно-механическом (модели 71-134A "Соло", 71-152 (ЛВС-2005), 71-153 (ЛВС-2008)) и Усть-Катавском вагоностроительном (модель 71-630) заводах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. **Тарков, С. А.** Городской пассажирский транспорт Москвы [Текст] / С. А. Тарков. ГК Мосгортранс. М., 1997. 96 с.
- 2. **Ленинградский** электротранспорт. Проспект. ТТУ Ленгорсовета [Текст]. Новгород, 1987. 56 с.
- Иванов, М. Д. Трамвайные вагоны Т-3 [Текст] / М. Д. Иванов, А. А. Пономарев, Б. К. Иеропольский. М.: Транспорт. 1977. 240 с.
- 4. **Резник, М. Я.** Трамвайный вагон ЛМ-68 [Текст] / М. Я. Резник, Б. М. Кулаков. М.: Транспорт, 1977. 192 с.
- Бондаревский, Д. И. Трамвайные вагоны РВЗ-6М2 и КТМ-5М3 [Текст] / Д. И. Бондаревский, М. С. Черток, А. А. Пономарев. — М.: Транспорт, 1975. — 256 с.
- Черток, М. С. Ремонт и обслуживание подвижного состава трамвая [Текст] / М. С. Черток. М.: Стройиздат, 1969. 248 с.
- 7. **Черток, М. С.** Устройство, ремонт и содержание нового подвижного состава трамвая [Текст] / М. С. Черток. М.: Стройиздат, 1964. 250 с.
- 8. **Кутыловский, М. П.** Механическое оборудование подвижного состава трамвая [Текст] / М. П. Кутыловский, В. М. Кобозев, М. Н. Хавин, Б. Л. Шредер. М.: МКХ РСФСР, 1963. 406 с.
- Бондаревский, Д. И. Подвижной состав трамвая и метрополитена [Текст] / Д. И. Бондаревский, Г. И. Васильев, М. З. Жиц. — М.: МКХ РСФСР, 1960. — 372 с.
- 10. **Алексеев, А. П.** Цельнометаллический трамвайный вагон [Текст] / А. П. Алексеев и др. М.: Машгиз, 1958. 87 с.
- Кутыловский, М. П. Трамвайные вагоны РВЗ [Текст] / М. П. Кутыловский, М. Н. Хавин. — М.: МКХ РОСФСР, 1957. — 182 с.
- 12. **Проскуряков, Б. Н.** Краткий справочник по трамвайным вагонам [Текст] / Б. Н. Проскуряков, М. С. Черток. М.: МКХ РСФСР, 1956. 208 с.

Художественный редактор T. H. Γ алицына. Технический редактор E. M. Π атрушева. Корректор M. Γ . Dжавадян Сдано в набор 18.07.2008. Подписано в печать 28.08.2008. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 7,84. Уч.-изд. л. 9,41. Заказ 880.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15