Журнал выходит при информационной поддержке АМО ЗИЛ, ОАО "КАМАЗ", МАЗ, 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

Д. Х. Валеев, М. С. Высоцкий, В. А. Гуринович, А. П. Гурченко, А. В. Дмитриевский, В. А. Зорин, Н. А. Иващенко, А. Л. Карунин, Л. Г. Красневский, В. В. Корсаков, Ю. В. Кудрявцев, А. С. Кузнецов, В. Г. Мазепа, В. А. Марков, В. Ф. Платонов, А. П. Ракомсин, Г. Н. Рейзина, Е. Л. Рыбин, Г. А. Синеговский, А. Ф. Синельников, В. С. Устименко, 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.: (8-10-380-572) 707-68-48

Цветоделение
ОАО "Издательство "Машиностроение"

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
129626, Москва, проспект Мира, 106. А/я 78.
Тел.: (495) 682-5789, 682-7788
E-mail: grouzovik@mashin.ru
http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Стромынский пер., 4/1
Тел.: (495) 268-3858
Факс: (495) 269-4897

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

Цена свободная

© ОАО "Издательство "Машиностроение", "Грузовик &", 2007

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.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика".
142110, Московская область, г. Подольск, ул. Кирова, 15. Зак. 123.

Грузовик & с приложением

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

В номере

Конструкция

2 *Синеговский Г. А., Николаев Ю. И.* Автомобили дорожного габарита "Волат" 8 × 8

6 Автомобили КАМАЗ-5360, 53605, 5460, 6460, 6520, 65201 (Продолжение)

8 *Карманов К. Н.* Технологическое обеспечение точности сборки центральных передач ведущих мостов троллейбусов при динамико-силовом замыкании размерных цепей

Исследования. Расчет

13 *Назаров А. Д.* Повышение точности измерения дисбалансов и балансировки коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей

20 *Марков В. А., Шленов М. И., Полухин Е. Е.* Влияние формы внешней скоростной характеристики на токсичность отработавших газов дизеля при переходных процессах

22 *Марков В. А., Шатров В. И.* Развитие исследований в области автоматического регулирования двигателей внутреннего сгорания в МГТУ им. Н. Э. Баумана (Окончание)

Эксплуатация. Ремонт

26 *Синельников А. Ф.* Восстановление работоспособности цилиндропоршневой группы (ЦПГ) автомобильных двигателей сборкой методом групповой взаимозаменяемости при их ремонте

Информация

38 *Высоцкий М. С., Красневский Л. Г.* Роль государственных научно-технических программ в развитии автомобилестроения и производства автокомпонентов в Республике Беларусь

41 *Буров Б. И.* План развития общественного транспорта Парижа

43 *Буров Б. И.* Автомобили Renault Maxity малой и средней грузоподъемности

45 *Буров Б. И.* Устройство для сброса скоплений атмосферных осадков с крыши грузовых автомобилей

46 *Буров Б. И.* Трехосный полуприцеп Megatrailer Kögel из композмционных материалов

48 Транспортировка отходов

Выставки, конференции, симпозиумы

51 *Добринский Е. С., Сеин В. А.* Автомобили строительного назначения на выставке СТТ'2007

Страницы истории

56 *Мелик-Саркисьянц А. С.* Развитие конструкций разгружающих устройств самосвалов

9'2007 (№ 134)

Г. А. Синеговский,
генеральный
директор,
Ю. И. Николаев,
главный
конструктор;
МЗКТ

Автомобили дорожного габарита "ВОЛАТ" 8 × 8

Обобщен опыт Минского завода колесных тягачей по разработке машин дорожного габарита колесных формул 8 × 8 для различных отраслей экономики.

Специальное шасси МЗКТ-80071 с МБУ-70

Четырехосное шасси МЗКТ-652712 для колтюбинговой установки РАНТ-20

Минский завод колесных тягачей (МКЗТ), еще будучи производством специальных колесных тягачей МАЗа, обеспечил разработку и производство уникальной многоосной полноприводной автомобильной техники, которой не знало отечественное, а порой мировое автомобилестроение. На шасси его автомобилей монтировались самые современные ракетные комплексы, ставшие надежным ядерным щитом Родины. Естественно с изменившейся международной обстановкой, особенно с распадом СССР, резко сократились заказы на подобную технику. Но опыт, накопленный ее создателями, позволил коллективу МЗКТ, являющемуся в начале 1991 г. самостоятельным предприятием, на основе конверсионной программы создавать машины двойного назначения, основными потребителями которых стали предприятия различных отраслей экономики Российской Федерации. А уже на их базе за счет технологий двойного назначения продолжались и продолжаются работы по созданию изделий для нужд министерств обороны Российской Федерации и Республики Беларусь.

Разработанные и освоенные в производстве машины дорожного габарита колесной формулы 8 × 8 для гражданских нужд получили наименование "Волат", что в переводе с белорусского означает "Богатырь". Вполне отвечающие своему имени они могут работать в самых экстремальных условиях эксплуатации.

Основным направлением создания новых машин стало удовлетворение потребностей в транспортных средствах нефтегазового комплекса, строительной индустрии, жилищно-коммунального хозяйства, подразделений МЧС, гражданской авиации и т. д. Особенностью этих изделий должна была стать возможность передвигаться как по дорогам общего пользования, так и по местности.

Первой моделью, разработанной по программе конверсии, явилось созданное в 1997 г. четырехосное специальное колесное шасси МЗКТ-80071 дорожного габарита колесной формулы 8 × 8 полной массой 40 т и грузоподъемностью 24 т. На шасси МЗКТ-80071 на румынском заводе бурового оборудования компании SA "Upet" были смон-

тированы мобильные буровые установки МБУ-70. Эта компания реализовывает совместные проекты с екатеринбургским ОАО "Объединенные машиностроительные заводы" (бывшим заводом "Уралмаш"), и автошасси разрабатывалось специально для них. Совместно были изготовлены три такие машины. Одна из буровых установок (A60CLT) до настоящего времени безотказно работает в Речицком управлении буровых работ ПО "Беларусьнефть". Особенностью шасси стало использование в их конструкции так называемой мостовой схемы. На смену традиционной независимой подвеске пришли мостовая схема и полный привод. Кабина, установленная перед двигателем, позволила не только компактно расположить над ней буровую вышку, но и обеспечить необходимую высоту от дорожного полотна.

Следующим этапом в разработке полноприводных автомобилей дорожного габарита явилось создание в 1999 г. шасси МЗКТ-65271 колесной формулы 8 × 8, полной массой 46 т, грузоподъемностью 29,5 т. Оно предназначено для монтажа различного специального оборудования (колтюбинговой установки) и транспортировки его по дорогам всех категорий. На шасси установлены двигатель ЯМЗ-7511.10 мощностью 400 л. с., отвечающий экологическим требованиям Евро-2, двухместная кабина без спальных мест. Колеса двух передних осей управляемые. Совместно с ЗАО "Фидмаш" (г. Минск) изготовлено несколько десятков колтюбинговых установок РАНТ-20, смонтированных на шасси МЗКТ-65271 и в настоящее время эксплуатируемых в районах Сибири и Крайнего Севера.

В 2003 г. в рамках Государственной программы "Белавтотракторостроение" изготовлен опытный образец самосвала дорожного габарита МЗКТ-6527 колесной формулы 8 × 8, полной массой 48 т и грузоподъемностью 27 т. На самосвале установлены ярославский V-образный 8-цилиндровый дизель ЯМЗ-7511.10 с турбонаддувом мощностью 400 л. с. и девятиступенчатая коробка передач МЗКТ-65151, металлическая обогреваемая платформа ковшового типа без заднего борта объемом 14 м^3. Конструкция самосвала позволяет устанавливать по требованию заказчика силовые агрегаты импортной комплектации (двигатель Deutz и коробку передач ZF производства Германии и других изготовителей). Самосвал поставлен на серийное производство.

Автомобиль-самосвал МЗКТ-6527

Седельный тягач МЗКТ-7401

Автомобиль-тягач МЗКТ-7402

Специальный автомобиль-самосвал МЗКТ-79011

В 2004 г. на базе самосвала МЗКТ-6527 была разработана конструкторская документация и изготовлены первые образцы седельного тягача дорожного габарита МЗКТ-7401 с нагрузкой на седельно-сцепное устройство до 27 т. Тягач колесной формулы 8 × 8 предназначен для перевозки в составе автопоезда тяжелой гусеничной техники и крупногабаритных неделимых грузов. Полная масса автопоезда может составлять до 90 т. Тягач оснащен двигателем ЯМЗ-7511.10 и коробкой передач МЗКТ-65151. На тягаче установлена двухместная металлическая кабина с двумя спальными местами. В настоящее время тягач выпускается по системе опций, т. е. при заказе потребитель сам определяет, в какой комплектации тягач должен быть изготовлен. Несколько десятков таких тягачей эксплуатируются в труднопроходи-

Основные технические характеристики автомобилей дорожного габарита "Волат" 8 × 8

Показатели	МЗКТ-80071	МЗКТ-652712	МЗКТ-6527	МЗКТ-7401	МЗКТ-7402	МЗКТ-79011
Управляемые колеса передних (-ей) осей (-и)	+	+	+	+	+	+
Число мест в кабине	2	2	2	2	2	2
Нагрузка, приходящаяся на седельно-сцепное устройство, кгс	–	—	—	23 000		
Масса снаряженного шасси, кг	16 000	16 500	19 000	16 650	18 350	23 000
Полная масса шасси, кг	40 000	46 000	46 000	39 800	40 000	43 000
Масса перевозимого груза, кг	24 000	29 500	27 000	—	21 500	20 000
Допустимые осевые массы, кг, приходящиеся на оси (ось)						
передние (-яя)	2 × 10 000	2 × 10 000	2 × 10 000	2 × 8000	2 × 10 000	2 × 8500
задние (-яя)	2 × 10 000	2 × 13 000	2 × 13 000	2 × 11 900	2 × 10 000	2 × 13 000
Максимальная скорость шасси полной массой, км/ч	53	60	80	65	65	80
Минимальный радиус поворота по оси следа переднего наружного колеса, м	17	18	13,5	12,5	12,5	13,5
Дизель	ЯМЗ-238Д	ЯМЗ-7511	ЯМЗ-7511	ЯМЗ-7511	ЯМЗ-7513	ЯМЗ-7511
Мощность, кВт (л. с.)	243 (330)	294 (400)	294 (400)	294 (400)	311 (425)	294 (400)
Коробка передач	Allison CLT 754DB, гидромеханическая	МКЗТ-65151, механическая	МКЗТ-65151, механическая	МКЗТ-65151, механическая	ЯМЗ-239, механическая	МКЗТ-65151, механическая
Односкоростная раздаточная коробка с несимметричным блокируемым дифференциалом	–	+	+	+	–	+
Двухскоростная раздаточная коробка с блокируемым дифференциалом	+	–	–	–	+	–
Ведущие мосты с системой дифференциалов, с принудительной блокировкой	+	+	+	+	+	+
Шины с регулируемым давлением воздуха	15.00-20 Я-190	16.00R20	Michelin 16.00R20	16.00R20	Michelin 16.00R20	16.00R2
Запас хода по контрольному расходу топлива, км	650	1100	770	1000	1000	770

мых районах Камчатки, Западной Сибири и Приморья.

В 2005 г. на базе седельного тягача МЗКТ-7401 был изготовлен автомобиль-тягач МЗКТ-7402, рассчитанный на буксировку прицепов полной массой до 200 т. С учетом опыта, приобретенного при создании седельного тягача МЗКТ-7401, для разработки конструкторской документации МЗКТ-7402 потребовалось чуть меньше месяца. На машине установлены большей мощности (420 л. с.) ярославский V-образный 8-цилиндровый дизель ЯМЗ-7513.10, коробка передач ЯМЗ-239 и двухскоростная раздаточная коробка собственного производства. В настоящее время четыре тягача успешно эксплуатируются в Астраханской области.

В 2006 г. на базе самосвала МЗКТ-6527 была разработана конструкторская документация, по которой изготовлен специальный автомобиль-самосвал МЗКТ-79011. Данный автомобиль предназначен для перевозки, временного хранения и дозированной выгрузки твердых сыпучих компонентов (ТСК) при проведении технологического процесса гидравлического разрыва пласта.

Автомобиль МЗКТ-79011 четырехосный колесной формулы 8 × 8 с управляемыми колесами первой и второй осей. В отличие от обычного самосвала, главным показателем которого является масса перевозимого груза, для данного автомобиля главным показателем является максимально возможная масса ТСК, которую засыпают в платформу на стоянке, а затем дозировано высыпают из поднятой на максимальный угол платформы при помощи регулируемых шиберных задвижек, управляемых вручную. Для этого специальный автомобиль-самосвал МЗКТ-79011 оснащен специальной платформой и усложненной гидравлической системой. В настоящее время автомобиль проходит эксплуатационные испытания в Казахстане.

Автомобили производства Минского завода колесных тягачей колесной формулы 8 × 8 дорожного габарита обладают повышенной проходимостью и в то же время могут эксплуатироваться по дорогам общего пользования без каких-либо ограничений. Подтверждение тому — их технические характеристики.

Сегодня на заводе продолжается разработка на базе данных автомобилей различной техники, отвечающей повышенным требованиям по проходимости и перевозке тяжеловесных грузов.

Вниманию подписчиков!

Подписку на журнал **"Грузовик &"** с **Приложением** можно оформить

НА ПОЧТЕ (во всех отделениях связи):
по каталогу "Роспечать" — индекс **72145**
по каталогу "Пресса России" — индекс **41302**
по каталогу "Почта России" — индекс **60262**

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.

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

Грузовик & Грузовик & Конструкция

(Продолжение. Начало см. журн. "Грузовик &". 2007, № 3—8)

ВОЗМОЖНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ И СПОСОБЫ ИХ УСТРАНЕНИЯ

Причина неисправности	Способ устранения
Двигатель не пускается	
При включенном стартере отсутствие контакта в цепи электромагнита устройства, предотвращающего несанкционированный пуск двигателя	Восстановить контакт в цепи Заменить электромагнит
Отсутствие топлива в баке	Заполнить топливный бак, прокачать систему питания топливом
Наличие воздуха в системе питания топливом	Устранить негерметичность, прокачать систему
Нарушение регулировки угла опережения впрыска топлива	Отрегулировать угол опережения впрыска
Замерзание воды, попавшей в топливные трубки или на сетку заборника топливного бака	Осторожно прогреть топливные фильтры, трубки и бак ветошью, смоченной горячей водой или паром. Нельзя пользоваться открытым пламенем для подогрева
Двигатель не развивает необходимой мощности, работает неустойчиво, повышенное дымление	
Засорение воздушного фильтроэлемента или колпака воздухозаборника	Провести техническое обслуживание воздухоочистителя
Недостаточная подача топлива	Заменить элементы фильтра тонкой очистки топлива, промыть фильтр грубой очистки, подтянуть соединение в топливных трубках
Нарушение регулировки угла опережения впрыска топлива	Отрегулировать угол опережения угла впрыска топлива
Засорение форсунки (закоксовка отверстий распылителя, зависание иглы) или нарушение ее регулировки	Промыть форсунку, проверить и, если потребуется, отрегулировать, при необходимости заменить распылители форсунок
Нарушение регулировки привода рычага управления регулятором (рычаг управления не доходит до болта ограничения максимальной частоты вращения коленчатого вала)	Проверить и отрегулировать привод регулятора
Нарушение регулировки тепловых зазоров в механизме газораспределения	Отрегулировать зазоры
Ослабление крепления трубки высокого давления	Подтянуть гайку крепления трубки
Загустевание топлива (в холодный период времени)	Заменить элементы фильтра тонкой очистки топлива, заменить топливо на соответствующее сезону; прокачать систему питания топливом
Низкое давление нагнетаемого воздуха: утечка вождуха через соединения впускного тракта (тройник—турбокомпрессор—впускной патрубок—впускной коллектор—объединительный патрубок—впускной коллектор—головки цилиндров);	Подтянуть соединения, при необходимости заменить прокладки, соединительные шланги

Причина неисправности	Способ устранения
прорыв газов в соединениях выпускного тракта (головки цилиндров—выпускной коллектор—выпускной патрубок—корпус турбины);	Подтянуть соединения, при необходимости заменить прокладки
заедание ротора турбокомпрессора;	Заменить турбокомпрессор
загрязнение выпускного и впускного трактов, проточных частей тракта и турбины	Очистить трубопроводы, снять турбокомпрессор и удалить отложения с проточных частей
Посторонний шум в турбокомпрессоре	
Задевание ротора о корпусные детали	Подтянуть болты крепления корпусрв турбины и компрессора. Проверить отсутствие задеваний ротора при его крайних положениях; при задеваниях ротора заменить турбокомпрессор. Если шум не исчезнет, турбокомпрессор снять для технического обслуживания
Высокочастотный шум (свист)	
Нарушена герметичность впусного тракта двигателя	Подтянуть болты и гайки крепления деталей системы, при необходимости заменить прокладки
Повышенный расход масла	
Длительная работа двигателя на холостом ходу	Без необходимости не допускать работы двигателя на холостом ходу
Утечка масла через соединения в смазочной системе турбокомпрессора	Подтянуть соединения, при необходимости заменить прокладки и уплотнительные резиновые кольца
Утечка масла через неплотности в смазочной системе	Проверить состояние технологических заглушек, пробок, затяжку крепежных деталей в местах соединений, состояние уплотнительных колец и прокладок
Засорение воздухоочистителя или колпака воздухозаборника	Провести техническое обслуживание воздухоочистителя или очистить сетку колпака
Понижение давления в смазочной системе	
Неисправность указателя или датчика давления масла	Проверить исправность указателя или датчика давления масла
Низкий уровень масла в масляном картере	Проверить и, если необходимо, долить масло до отметки "В"
Применение масла несоответствующей вязкости	Заменить масло на соответствующее химмотологической карте
Загрязнение фильтрующих элементов масляного фильтра	Заменить фильтрующие элементы
Засорение заборника масляного насоса	Промыть заборник
Высокая температура масла (более 115 °С)	Проверить работу термоклапана включения теплообменника, при необходимости заменить термосиловой датчик
Стук при работе двигателя	
Ранний впрыск топлива в цилиндры	Отрегулировать угол опережения впрыска топлива
Повышенные тепловые зазоры в механизме газораспределения	Отрегулировать зазоры
Повышенная температура жидкости в системе охлаждения	
Неисправность указателя или датчика температуры охлаждающей жидкости	Проверить исправность указателя или датчика температуры охлаждающей жидкости
Слабое натяжение или обрыв ремней привода жидкостного насоса	Натянуть или заменить ремни
Неисправность термостатов	Заменить термостаты
Загрязнение сердцевины радиатора	Очистить от грязи сердцевину радиатора
Повышенный расход охлаждающей жидкости	
Повреждение радиатора	Устранить повреждение или заменить радиатор
Течь жидкости через торцовое уплотнение жидкостного насоса	Заменить торцовое уплотнение

(Продолжение следует)

К. Н. Карманов,
инж.,
Оренбургский
государственный
университет

Технологическое обеспечение точности сборки центральных передач ведущих мостов троллейбусов при динамико-силовом замыкании размерных цепей

Рассмотрены вопросы обеспечения технологической точности сборки на примере центральной передачи ведущего моста троллейбуса на основе расчета размерных цепей методом регулировки в условиях динамического нагружения передачи.

Некоторые детали в процессе эксплуатации не всегда сохраняют свои прежние размеры и геометрическую форму, что влечет за собой возникновение ряда погрешностей во взаимном расположении элементов собранного узла. Определение допустимой суммарной погрешности сборки требует сложного анализа — это может быть сделано на основании расчета размерных цепей.

В условиях производства сборка агрегатов основана на расчете размерных цепей методом регулировки. Такие размерные цепи называют производственными или технологическими. Размерной цепью называют все независимые размеры, образующие замкнутый контур и непосредственно участвующие в решении поставленной задачи, что и отражено в формуле

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i A_i, \qquad (1)$$

где A_{Δ} — номинальное значение размера замыкающего звена размерной цепи, мкм; ξ_i — передаточное отношение; A_i — номинальное значение размеров составляющих звеньев размерной цепи, мкм; m — число размерных цепей.

Любой агрегат или деталь предназначены для определенной работы, выполняемой либо передачей крутящего момента, либо усилия. Выходные параметры ведущего моста при его конструировании устанавливаются условиями выполняемой им работы и выражаются замыкающими звеньями конструкторских размерных цепей, которые и определяют геометрические соотношения составляющих звеньев. Работоспособность ведущего моста в эксплуатации с заданной точностью сборки должна быть обеспечена строгим соблюдением соотношения звеньев конструкторских цепей, приводимых к замыкающим звеньям. В условиях производства это достигается соответствующей обработкой деталей с их последующей сборкой.

Сборка центральных передач методом регулировки имеет ряд особенностей. Цель расчета технологических размерных цепей в процессе сборки центральных передач состоит в определении величины компенсатора, с помощью которого обеспечиваются выходные параметры агрегата в заданных пределах. Формула (1) и лежит в основе расчета технологических размерных цепей.

В результате осуществления взаимосвязи в процессе сборки детали или сборочные единицы приобретают состояние, в котором они находятся в готовом агрегате, и будут воспринимать эксплутационные нагрузки при работе. В процессе сборки взаимосвязь деталей приводит к существенным изменениям размеров их поверхностей по сравнению с результатами технической обработки. Этот фактор получил название сборочная взаимосвязь деталей.

Характерные для центральной передачи рабочие нагрузки в эксплуатации воспринимаются конкретными деталями или сборочными единицами, размеры которых образуют размерные цепи. Это неизбежно приводит к перемещениям и деформациям конкретных сборочных единиц, величина которых зависит от свойств сборочных единиц этой цепи, и не может не оказывать влияния на точность выполнения регулировочных операций.

Если в процессе сборки факторы эксплутационного нагружения и сборочной взаимосвязи деталей не учтены или учтены не в полной мере, то решение технологической размерной цепи приведет к несоответствию условий, при которых осуществляется сборка центральной передачи, условиям ее эксплуатации. Очевидно, что действительная величина замыкающего звена техно-

логической размерной цепи, которая требуется при эксплуатации агрегата, будет отличаться от расчетной на некую величину. Компенсатор и является этим замыкающим звеном.

Следовательно, технологическую размерную цепь нельзя ограничивать геометрическими соотношениями составляющих звеньев при определении величины компенсатора. Более того, размерная цепь может образовывать действительно замкнутый контур только тогда, когда агрегат находится под силовым воздействием, что характерно для условий эксплуатации центральной передачи ведущего моста троллейбуса. Обеспечить замкнутый контур в размерной цепи можно лишь путем силового нагружения.

В каждой собираемой центральной передаче сборочная взаимосвязь деталей одного конструктивного исполнения однозначна. Следовательно, замыкающее звено, которым является компенсатор, при расчете технологической размерной цепи для каждого агрегата конкретно. Различное влияние сборочной взаимосвязи деталей и сборочных единиц на величину компенсатора в условиях производства зависит от многочисленных конструктивных и технологических параметров. Очевидно, что в зависимости от нагружения будет меняться и величина замыкающего звена технологической размерной цепи, а в условиях эксплуатации центральной передачи детали будут испытывать нагрузки знакопеременного характера.

Различные по величине нагружения приводят к изменениям в размерной цепи, что вызывает отклонения выходных параметров агрегата, превышающие допустимые. Во многом это зависит от свойств центральной передачи воспринимать нагрузку в диапазоне изменений эксплуатационного нагружения. Поэтому очень важно обоснованно выбрать величину нагрузок, при которых достигается требуемая точность выходных параметров центральных передач ведущих мостов троллейбусов.

Выбор величины нагрузок в процессе выполнения сборочно-регулировочных работ определяется условиями решения технологических размерных цепей и должен основываться на характерном для данного агрегата эксплутационном нагружении.

Так как отклонения выходных параметров агрегатов при сборке методом регулировок могут превышать допустимые, то важнейшими технологическими факторами технологической размерной цепи будут являться их сборочная взаимосвязь и динамико-силовое нагружение. В этом случае точность сборки носит комплексный характер, а технологическая размерная цепь должна иметь такое решение, которое позволяло бы установить технологические методы количественной или качественной оценки указанных факторов.

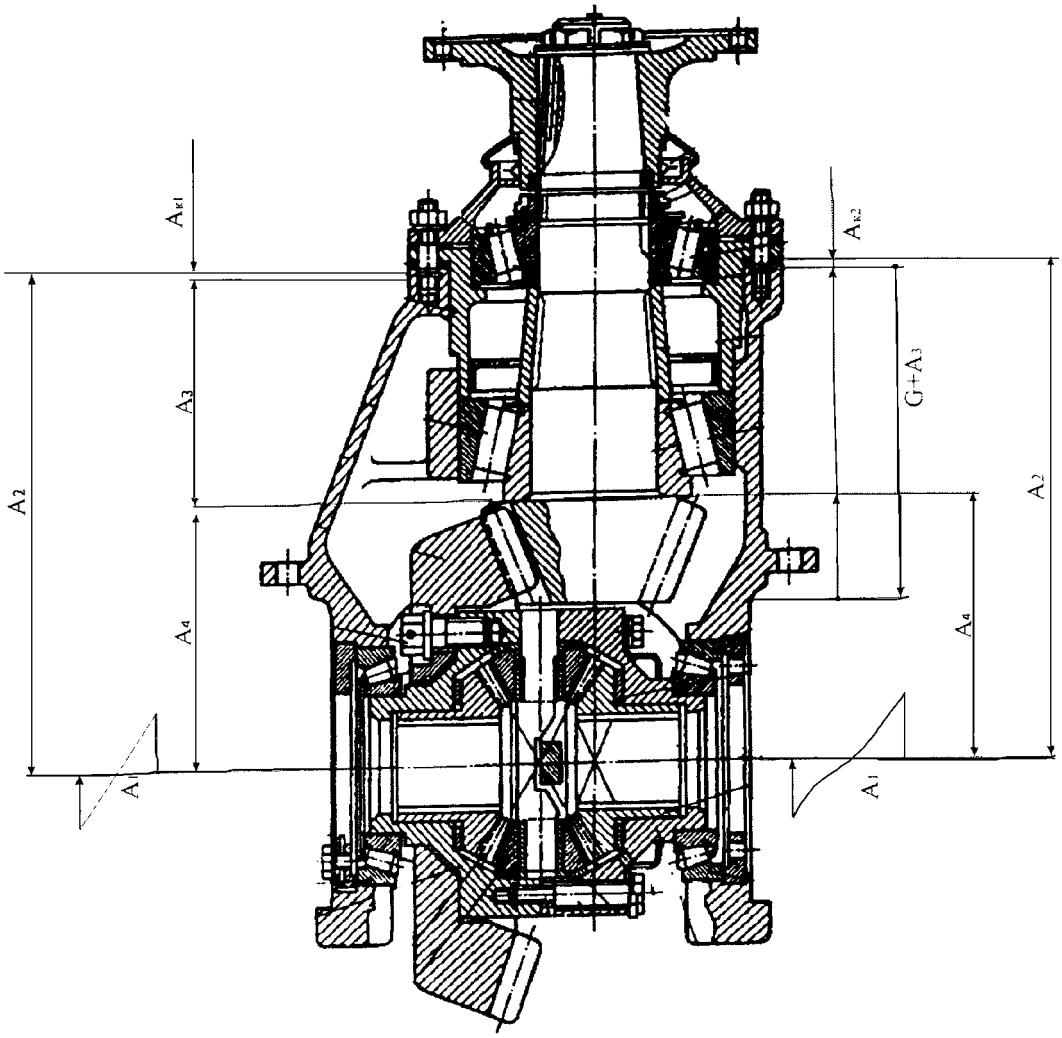
Следовательно, определить достоверную величину компенсатора в каждой центральной передаче можно только с помощью технологической размерной цепи, а путем ее реализации в процессе сборки добиться требуемой точности выходных параметров. На основании указанных выше утверждений можно заключить, что технологическая размерная цепь отличается от конструктивной не только количеством составляющих звеньев.

На примере конкретных агрегатов рассмотрим вопросы обеспечения их технологической точности сборки. Характерным примером таких агрегатов являются центральные передачи ведущих мостов троллейбусов, выполненные на спиральных-циклопалоидных или гипоидных шестернях. На рисунке показана центральная передача типа 118.08 и 118.81 ведущего моста троллейбуса ЗиУ-682Г(Б).

С позиций, изложенных, ранее рассмотрим вопросы регулировки ведущей шестерни при сборке центральной передачи.

Детальное рассмотрение вопроса показывает, что технологическая размерная цепь отличается от конструкторской в первую очередь возможностью устанавливать расчетом величину компенсатора для того, чтобы с заданной точностью обеспечить положение ведущей шестерни центральной передачи. Это и является определяющим фактором в выходных параметрах редуктора в целом и в частности зацепления шестерен.

В условиях эксплуатации детали и сборочные единицы ведущей шестерни, размеры которых образуют размерную технологическую цепь, в редукторе нагружаются осевыми и радиальными нагрузками. Эти нагрузки воспринимаются деталями, являющимися звеньями размерной цепи, в том числе опорами ведущей шестерни. В центральных передачах ведущего моста в качестве опор валов чаще всего используются конические подшипники качения. И при изготовлении, и при сборке подшипников определяющим размером является его монтажная высота. Однако монтажная высота конкретного подшипника непостоянна. Она зависит от конкретной осевой нагрузки, фактической частоты вращения, что является главным для подшипника как изделия, и условий, в которых он будет установлен. Достоверно определено, что в зависимости от приложения осевой нагрузки существенно изменяется монтажная высота конических подшипников.



Центральная передача задних ведущих мостов типа 118.08 и 118.81 троллейбуса ЗиУ-682 Г(Б) с указанием размерных цепей

Одним из факторов, характеризующих сборочную взаимосвязь деталей в центральной передаче, является условие установки деталей редукторов, где кольца конических подшипников монтируются в корпусах и на валах при посадке с диаметральным натягом. Эксперименты и расчеты показали, что в зависимости от величины диаметрального натяга изменяется монтажная высота конического подшипника. В конструкциях центральных передач наружное кольцо подшипника предпочитают устанавливать с бóльшим диаметральным натягом, чем внутреннее. Поэтому надо учитывать, что при равной величине диаметрального натяга наружное кольцо подшипника деформируется больше, чем внутреннее.

С повышением осевого усилия при нагружении уменьшается монтажная высота подшипника, а с увеличением диаметрального натяга возрастает при установке наружного кольца в картер, следовательно, результирующая величина изменения монтажной высоты будет определяться разностью этих значений.

В центральных передачах эксплутационное нагружение знакопеременно по величине. А любое эксплутационное нагружение может привести к появлению эквивалентной составляющей с постоянным значением для определенной модели центральной передачи троллейбуса, отнесенной к ведущей шестерне центральной передачи с учетом необходимой жесткости ее опор. При установке колец подшипников в центральную передачу в условиях троллейбусного депо величина диаметрального натяга будет принимать различные значения. Таким образом, значение монтажной высоты конического подшипника у подавляющей части собираемых центральных передач будет иметь тот же порядок, что и заданная точность положения ведущего конического зубчатого колеса центральной передачи.

Экспериментально доказано, что для ведущего моста троллейбуса с центральной передачей типа 118.80 и 118.81 максимальное эксплутационное нагружение ведущей шестерни в осевом направлении составляет около 420 кгс, что уменьшает монтажную высоту внутреннего подшипника MSZ32316 по срав-

нению с исходным значением примерно на 0,17 мм. Также установлено, что монтаж наружного кольца в картер с диаметральным натягом, равным 0,01 мм, увеличивает монтажную высоту подшипника на 0,02 мм, и эта связь прямо пропорциональна.

При таких условиях изменение монтажной высоты подшипника будет равно 0,06 мм. Допустимые отклонения положения ведущего конического зубчатого колеса центральной передачи типа 118.80 конструктивно составляют 0,05 мм.

В условиях приложения нагрузки 300 кгс исходная монтажная высота может не меняться только при диаметральном натяге, равном 0,05 мм, однако появление такой удачной сборочной связи в соединении кольцо — картер из партии 60 центральных передач не превышает 1 %.

Очевидно, что на точность выполнения регулировочных операций при сборке центральных передач существенно влияют силовое нагружение, его величина и сборочная взаимосвязь деталей. Все указанные выше факторы за исключением предварительного натяга подшипников также влияют на положение ведомого конического зубчатого колеса.

Несмотря на такую взаимосвязь шестерен центральной передачи и подшипников их регулировочные операции в процессе сборки выполняются раздельно в соответствии с конструктивными особенностями центральных передач и их технологическими размерными цепями. Следовательно, нагрузки с помощью которых определяются размеры компенсаторов, должны быть предварительно согласованы для установления величины возможной ошибки в определении их значения.

Реализация технологической размерной цепи позволяет определить величину компенсатора при взаимообусловленном влиянии сборочных единиц в редукторе друг на друга. Необходимо отметить, что к изменениям в расположении беговых дорожек конического подшипника по сравнению с новыми может привести установка колец подшипника с диаметральным натягом. А в зависимости от величины диаметрального натяга в момент установки происходит деформация кольца в картере центральной передачи, приводящая к изменению угла конуса беговой дорожки наружного кольца подшипника. Это оказывает отрицательное воздействие на работоспособность центральной передачи, так как нарушает линейность контакта тел качения.

При сборке центральной передачи основными технологическими факторами в обеспечении точности выходных параметров являются сборочная взаимосвязь деталей и их силовое нагружение. Определяя величину компенсатора в процессе сборки центральных передач, необходимо учитывать весь комплекс этих факторов для того, чтобы быть уверенным, что положение ведущего и ведомого конических зубчатых колес соответствует установленному методу нарезания зубьев шестерни центральной передачи. Поэтому в результате сборки параметры закрепления зубчатой пары не должны нарушаться.

Подробное рассмотрение вопросов сборки агрегатов методом регулировки не является достаточным условием для обеспечения необходимой точности выходных параметров любых других конструкций центральных передач. Только на основе тщательного анализа эксплутационных особенностей конструктивных характеристик агрегата можно установить эти условия.

Наиболее ярко изменения в технологической размерной цепи проявляются в агрегатах с коническими подшипниками, где условия сборки в большой степени зависят от силового нагружения и сборочной взаимосвязи деталей.

Следовательно, выполняя условия динамико-силового замыкания технологической размерной цепи, что свойственно работе центральной передачи в эксплуатации, можно добиться требуемой точности регулировки агрегатов в процессе сборки.

Однако необходимо отметить, что только конструктивные особенности агрегата во многом влияют на выполнение технологической размерной цепи в процессе сборки. Так, например, для центральной передачи типа 118.80 и 118.81 ведущего моста троллейбуса, представленной на рисунке, установить величину регулировочной прокладки, определяющей положение ведущего конического зубчатого колеса с учетом упругих динамико-силовых факторов, не составляет особого труда. В соответствии с данной конструкцией центральной передачи при определении величины регулировочной прокладки сборочные детали находятся в условиях осуществления сборочной взаимосвязи, которые не нарушают положения ведущего конического зубчатого колеса в процессе сборки.

Следовательно, для центральной передачи типа 118.81 и 118.80 реализация технологической размерной цепи при установлении величины компенсатора не связана с техническими и технологическими трудностями, а значит, по условиям конструкции подобной центральной передачи в процессе сборки величина компенсатора может быть определена в последнюю очередь, учитывая также,

что сборочная взаимосвязь наружных колец подшипника с картером уже установлена.

Сборку центральных передач методом регулировки с использованием динамико-силового замыкания технологической размерной цепи нельзя рассматривать как погрешность, так как это свойство цепи в целом, а не одного его звена. Оно связано с рядом параметров, которые могут не выступать в качестве самостоятельных звеньев в схеме размерной цепи, но существенно влиять на величину замыкающего звена.

Для партии агрегатов в условиях производства сочетание этих факторов случайно, а значит, и различна величина компенсатора в каждом собираемом редукторе. Следовательно, расчет и введение постоянных коэффициентов, учитывающие динамико-силовые замыкания технологической размерной цепи в партиях из однотипных редукторов, не могут гарантировать требуемой точности выходных параметров в каждой центральной передаче.

На основании изложенного в расчетах технологических размерных цепей, реализуемых в процессе сборки агрегатов методом регулировок, использовались положения общей теории размерных цепей. Эти теоретические положения позволили получить общее выражение для расчета половины поля допуска ошибки механизма с использованием компонента, учитывающего динамико-силовое замыкание технологической размерной цепи. В данном случае под ошибкой механизма понимают разницу положений звеньев действительного и соответствующего идеального механизмов при одинаковых положениях ведущих звеньев.

Половина поля отклонения общей ошибки механизма при совокупном действии скалярных (отличительный индекс 1), векторных (отличительный признак 2) звеньев, звеньев зазоров (отличительный признак 3) и упругих звеньев (отличительный признак 4) определяется по формуле

$$T_\Delta = \frac{1}{k_\Delta}\sqrt{k_{\Delta1}^2 T_{\Delta1}^2 + k_{\Delta2}^2 T_{\Delta2}^2 + k_{\Delta3}^2 T_{\Delta3}^2 + k_{\Delta4}^2 T_{\Delta4}^2}, \quad (2)$$

где $k_{\Delta1}$, $k_{\Delta2}$, $k_{\Delta3}$, $k_{\Delta4}$ — коэффициенты относительного рассеивания размеров звеньев размерной цепи; k_Δ — коэффициент относительного рассеивания замыкающего звена; $T_{\Delta1}$, $T_{\Delta2}$, $T_{\Delta3}$, $T_{\Delta4}$ — поля допусков соответствующих ошибок замыкающего звена.

Используя расчетные формулы для оценки полей допусков и определения координат середин полей допусков соответствующих звеньев механизмов, получим итоговые формулы величин поля допуска замыкающего звена T_Δ и его координат центра группирования $E_{c\Delta}$ с учетом силовых деформаций:

$$T_\Delta = t\sqrt{\sum_i \xi_i^2 T_i^2 \lambda_i^2 + \sum_j \xi_j^2 T_j^2 \lambda_j^2 + \sum_z \xi_z^2 T_z^2 \lambda_z^2 + \sum_e \xi_e^2 T_e^2 \lambda_e^2}, \quad (3)$$

где t — коэффициент риска; T_i, T_j, T_z, T_e — поля допусков; ξ_i, ξ_j, ξ_z, ξ_e — передаточные отношения; λ_i, λ_j, λ_z, λ_e — коэффициенты относительного среднего квадратичного отклонения; i, j, z — индексы скалярных векторных звеньев и звеньев зазоров соответственно; e — индекс упругих звеньев;

$$T_\Delta = \sum_i \xi_i E_{ci} + \sum_j \xi_j E_{cj} + \sum_z \xi_z E_{cz} + \sum_e \xi_e E_{ce}, \quad (4)$$

где E_{ci}, E_{cj}, E_{cz}, E_{ce} — коэффициенты центров группирования.

Верхнее отклонение предельной ошибки изношенного механизма при движении "вперед"

$$ES_\Delta = \Delta_\Delta + \Delta_{\Delta(3)} + T_\Delta, \quad (5)$$

где Δ_Δ — координата середины поля отклонений ошибки механизма без учета ошибок от зазоров; $\Delta_{\Delta(3)}$ — координата середины поля отклонений ошибки механизма с учетом ошибок от зазоров.

Нижнее отклонение предельной ошибки изношенного механизма при движении "назад"

$$EJ_\Delta = \Delta_\Delta - \Delta_{\Delta(3)} - T_\Delta. \quad (6)$$

Общий размах рассеивания замыкающего звена

$$2\omega = ES_\Delta - EJ_\Delta = 2(\Delta_{\Delta(3)} + T_\Delta). \quad (7)$$

При расчете технологических размерных цепей по конструкторской документации завода-изготовителя значения коэффициентов относительного рассеивания и относительной ассиметрии рекомендуется брать по литературным источникам, а для капитально отремонтированных передач — по результатам экспериментальных исследований.

Использование упругой составляющей в формуле по расчету половины поля отклонения общей ошибки механизма технологической размерной цепи при динамико-силовом замыкании позволяет приблизить условия сборки центральных передач к условиям, в которых происходит их эксплуатация.

Для того чтобы в условиях производства при сборке центральных передач достигалась заданная точность выходных параметров и не допускалось свободного их трактования, необходимо на всех этапах реализации динамико-силового замыкания технологической размерной цепи величины и характеристики прикладываемых к ним нагрузок заранее рассчитывать и обосновывать. В связи с этим реализация динамико-силового замыкания размерной цепи связана с созданием специального оборудования, позволяющего в полной мере учитывать все факторы, от которых зависят работоспособность и надежность центральной передачи.

При рассматривании особенности сборки центральных передач методом регулировки в условиях ее динамического нагружения не нарушаются основные положения теории механизмов, уточняется и дополняется общая методика расчетов размерных цепей. Таким образом, расширяются возможности применения теории размерных цепей не только для решения важных вопросов производства, но и для достоверного описания сборочных процессов агрегатов по обеспечению их технологической точности.

А. Д. Назаров,
академик

Повышение точности измерения дисбалансов и балансировки коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей

Рассмотрено влияние качества изготовления контрольных роторов и настройки измерительной системы балансировочного станка на точность определения значений дисбалансов, балансировки коленчатого вала и вала в сборе. Предложены контрольные роторы, имеющие одинаковые с балансируемыми сборочными единицами массогабаритные параметры. Это позволяет выпускать двигатели из ремонта с допустимыми дисбалансами, увеличить их ремонтный ресурс, вероятность безотказной работы, уменьшить вибрации и уровень шума.

При ремонте автотракторных двигателей для балансировки коленчатого вала, вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением используют балансировочный станок КИ-4274. Точность определения значений дисбалансов и их углов, а также балансировки указанных сборочных единиц зависит от коэффициентов масштаба и взаимного влияния плоскостей коррекции. На точность влияет также чувствительность балансировочного станка на значения дисбалансов и их углов в плоскостях коррекции коленчатого вала и вала в сборе. При настройке станка существующими и рекомендуемыми стандартами контрольными роторами значения указанных коэффициентов резко отличаются от допустимых. В результате чувствительность станка по значениям дисбалансов и их углов снижается, увеличивается взаимное влияние плоскостей коррекции балансируемых сборочных единиц.

Станок КИ-4274 комплектуют контрольными роторами, приведенными на рис. 1, а. В настоящее время завод выпускает и роторы новой конструкции (рис. 1, б), разработанные на основе рекомендаций ИСО 2953—95 [1]. Основные размеры по чертежу и рассеяния их значений при производстве упомянутых роторов приведены в табл. 1 и 2. Из них видно, что в процессе изготовления обоих контрольных роторов большинство их размеров не отвечает требованиям чертежа. Это является причиной рассеяния значений массогеометрических параметров (МГП) роторов.

Расчеты, выполненные с использованием данных табл. 1 и 2, показывают следующее. Масса ротора $m_р$, момент инерции $I_р$, расстояние от носка до центра масс $x_р$ ротора, предназначенного для коленчатого вала двигателей рабочим объемом 6 л, изменяются в пределах соответственно 4,47—4,73 и 4,51—4,85 кг; $(744—766)10^{-4}$ и $(744—783)10^{-4}$ кг · м^2; 372—380 и 386—396 мм, если расчеты выполнены исходя из допустимых по ТУ и фактических в условиях производства размеров ротора. Для роторов других исследуемых двигателей имеем соответственно:

для двигателя рабочим объемом 4,25 л: 3,11—4,33 и 3,20—4,41 кг; $(458—485)10^{-4}$ и $(471—769)10^{-4}$ кг · м^2; 345—352 и 350—368 мм;

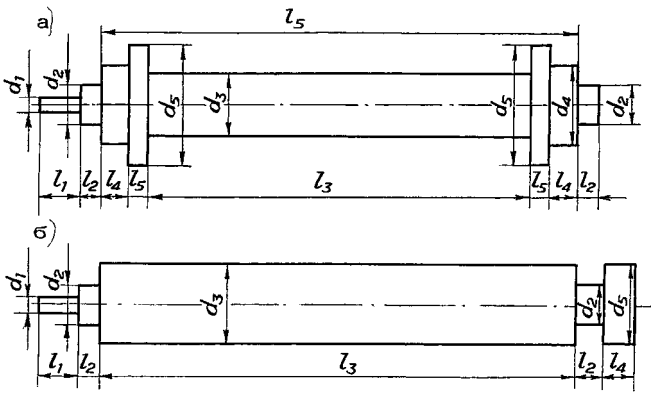


Рис. 1. Основные размеры существующей (а) и рекомендуемой ИСО 2953—95 (б) конструкций контрольных роторов

1. Основные размеры существующих конструкций контрольных роторов

Обозначение размера	Рабочий объем двигателя, л	Характеристики рассеяния, мм				
		X_{min}	X_{max}	ω_x	X_c	σ_x
l_1	6 4,25 2,445	120/112,30 87/82,50 86/87,15	120,87/114,40 87,54/90,50 86,54/88,55	0,87/2,10 0,54/8,00 0,54/1,40	120,44/113,35 87,27/84,50 86,27/87,65	0,14/0,35 0,14/1,33 0,09/0,23
l_2	6 4,25 2,445	32/31,80 30/34,50 38/49,20	35,63/35,00 30,52/44,00 38,62/50,20	0,62/3,20 0,52/9,50 0,62/1,00	32,31/33,40 30,26/38,60 38,31/49,50	0,13/0,53 0,09/1,58 0,13/0,17
l_3	6 4,25 2,445	532,45/531,80 504/500,25 416/410,40	533,55/535,00 505,10/510,75 416,97/414,20	1,10/3,20 1,10/10,50 0,97/3,80	533/533,40 504,55/505,50 416,485/411,90	0,18/0,53 0,18/1,75 0,16/0,63
l_4	6 4,25 2,445	35/33,40 35/31,45 35/32,05	35,62/35,00 35,62/36,45 35,62/35,15	0,62/1,60 0,62/5,00 0,62/3,10	35,31/34,20 35,31/33,45 35,31/33,07	0,13/0,27 0,13/0,83 0,13/0,51
l_5	6 4,25 2,445	17/16,90 17/16,95 17/16,90	17,43/17,00 17,43/17,25 17,43/17,10	0,43/0,10 0,43/0,30 0,43/0,20	17,215/16,95 17,215/17,10 17,215/17,00	0,07/0,017 0,07/0,05 0,07/0,03
d_1	6 4,25 2,445	45,984/46,00 37,984/37,95 35,984/36,20	46/46,20 38/39,00 36/38,10	0,016/0,20 0,016/1,05 0,016/1,90	45,992/46,10 37,992/38,20 35,992/37,15	0,003/0,03 0,003/0,18 0,003/0,31
d_2	6 4,25 2,445	74,47/74,30 69,97/70,00 63,97/63,85	74,50/74,55 70/70,20 64/64,11	0,03/0,25 0,03/0,20 0,03/0,25	74,485/74,38 69,985/70,10 63,985/63,98	0,005/0,04 0,005/0,03 0,005/0,04
d_3	6 4,25 2,445	104,73/104,00 84,73/84,00 74,63/81,50	105,27/111,00 85,27/110,00 75,37/82,00	0,54/7,00 0,54/26,00 0,74/0,50	105/107,50 85/90,20 75/81,70	0,09/1,17 0,09/4,31 0,12/0,08
d_4	6 4,25 2,445	119,5/110,45 109,73/109,05 94,73/109,95	120,5/120,60 110,27/110,25 95,27/110,50	1,0/10,15 0,54/1,20 0,54/0,55	120/115,0 110/106,65 95/110,22	0,17/1,69 0,09/0,20 0,09/0,09
d_5	6 4,25 2,445	169,50/169,80 169,50/169,70 169,50/170,05	170,5/170,00 170,5/170,35 170,5/170,55	1,00/0,20 1,00/1,05 1,00/0,50	170/169,10 170/170,20 170/170,30	0,17/0,03 0,17/0,18 0,17/0,64

Примечания. X_{min}, X_{max} и X_c, ω_x и σ_x — минимальное, максимальное и среднее значения, поле рассеяния и среднее квадратическое отклонение размеров.

В числителе даны значения размеров по чертежу, в знаменателе — получаемые в условиях производства.

2. Основные размеры контрольных роторов по ИСО 2953—95

Обозначение размера	Рабочий объем двигателя, л	Характеристики рассеяния, мм				
		X_{min}	X_{max}	ω_x	X_c	σ_x
l_1	6 4,25	120,00/104,05 87,00/85,20	120,09/116,25 87,54/87,40	0,90/12,20 0,54/2,20	120,45/111,06 87,27/85,60	0,15/2,03 0,09/0,37
l_2	6 4,25	32,00/32,95 33,00/28,10	32,60/33,90 33,62/33,20	0,60/0,95 0,62/5,10	32,30/33,30 33,31/31,70	0,12/0,16 0,10/0,85
l_3	6 4,25	532,45/530,15 503,45/500,05	533,55/530,95 505,55/501,20	1,10/0,80 1,10/1,15	533,00/530,60 505,00/500,62	0,18/0,13 0,18/0,19
l_4	6 4,25	31,00/22,50 58,00/40,90	31,62/34,45 58,74/42,10	0,62/12,05 0,74/1,20	31,31/28,48 58,37/41,50	0,10/2,01 0,12/0,20
d_1	6 4,25	45,98/45,95 37,98/38,15	46,00/46,20 38,00/39,00	0,02/0,25 0,02/0,15	45,99/45,08 37,99/38,20	0,003/0,04 0,003/0,17
d_2	6 4,25	74,47/74,45 69,97/69,95	74,50/74,50 70,00/70,05	0,03/0,05 0,03/0,10	74,495/74,40 69,985/70,00	0,005/0,08 0,005/0,017
d_3	6 4,25	104,73/104,50 101,3/100,90	105,27/111,70 101,07/104,05	0,54/7,20 0,40/3,15	105,00/107,60 101,20/103,40	0,09/1,20 0,06/0,53

Примечания. См. табл. 1.

3. Показатели МГП контрольных роторов

Параметры	Двигатели рабочим объемом, л				
	6		4,25		2,445
	1	2	1	2	1
$\Delta m_{рн}$, кг	0,04	–0,49	0,09	0,12	0,99
$\Delta m_{рв}$, кг	0,12	0,42	0,08	0,15	0,89
$\Delta m_{Рс}$, кг	–0,01	–0,02	0,27	0,19	0,94
$\Delta\omega_{mр}$, кг	0,22	1,05	1,10	0,13	0,86
$к_{mн}$	1,009	0,880	1,029	1,033	1,524
$к_{mв}$	1,025	1,096	1,018	1,040	1,443
$к_{mс}$	0,998	0,995	1,084	1,051	1,482
$к_{m\omega}$	2,833	8,500	11,000	2,300	0,333
$\Delta I_{рн}$, 10^{-4} кг • м^2	0	–273	13	–36	88
$\Delta I_{рв}$, 10^{-4} кг • м^2	57	8	284	3	78
$\Delta I_{рс}$, 10^{-4} кг • м^2	15	–143	40	–3	83
$\Delta\omega_{Iр}$, 10^{-4} кг • м^2	58	286	267	39	–10
$к_{Iн}$	1,000	0,579	1,028	0,927	1,259
$к_{Iв}$	1,073	1,012	1,586	1,006	1,222
$к_{Iс}$	1,020	0,788	1,083	0,994	1,240
$к_{I\omega}$	2,781	12,917	9,613	3,438	0,167
$\Delta x_{рн}$, мм	14	8	5	–19	–5
$\Delta x_{рв}$, мм	16	17	16	–2	–9
$\Delta x_{рс}$, мм	16	13	8	–3	–8
$\Delta\omega_{xр}$, мм	2	9	11	17	–4
$к_{xн}$	1,038	1,021	1,014	0,948	0,985
$к_{xв}$	1,042	1,043	1,045	0,995	0,973
$к_{xс}$	1,043	4,033	1,023	0,992	0,976
$к_{x\omega}$	1,250	1,350	2,571	3,125	0,333

Примечание. Цифры в графах 1 и 2 относятся к существующей и новой конструкции контрольных роторов.

для двигателя рабочим объемом 2,445 л: 1,89—2,01 и 2,88—2,90 кг; (340—352)10^{-4} и (428—430)10^{-4} кг · м^2; 332—338 и 327—329 мм. Аналогичные результаты получены для роторов новой конструкции. Разность и относительные значения МГП обоих контрольных роторов, соответствующие их размерам, предусмотренным по ТУ и полученным в условиях производства, представлены в табл. 3. Данные табл. 3 получены с использованием результатов расчетов МГП роторов и формул

$$\Delta П_{рн} = П_{рнф} - П_{рнт};\ П_{рв} = П_{рвф} - П_{рвт};\quad (1)$$

$$\Delta П_{рс} = П_{рсф} - П_{рст};\ \Delta\omega_{пр} = \omega_{прф} - \omega_{прт};\quad (2)$$

$$к_{пн} = П_{рнф}/П_{рнт};\ к_{пв} = П_{рвф}/П_{рвт};\quad (3)$$

$$к_{пс} = П_{рсф}/П_{рст};\ к_{п\omega} = \omega_{прф}/\omega_{прт},\quad (4)$$

где $П_{рi} = m_{рi}$, $I_{рi}$ или $x_{рi}$ — МГП ротора (здесь i при обозначениях величин означает н, в или с — наименьшее, наибольшее или среднее значение МГП ротора); индексы ф и т относятся к значениям МГП ротора, определенным по фактическим в условиях их производства и допустимым по ТУ размерам; $\omega_{прф}$ и $\omega_{прт}$ — поле рассеяния МГП роторов для указанных размеров.

Анализ приведенных выше и в табл. 3 данных показывает, что МГП роторов обеих конструкций изменяются в широких пределах. Их значения и поле рассеяния для фактических размеров роторов в условиях производства в основном больше в сравнении с тем, когда они находятся в допустимых по ТУ пределах. Расстояние от носка до центра масс обеих новых (двигатели рабочим объемом 6 л) и существующей (рабочим объемом 4,25 л) конструкций роторов при этом на 8—17 и 5—16 мм больше. Оно для роторов новой (рабочий объем 64,25 л) и существующей (рабочий объем 2,445 л) конструкций соответственно на 2—19 и 5—9 мм меньше (см. табл. 3). Изложенное свидетельствует о низком качестве изготовления контрольных роторов, что приводит к появлению погрешностей при настройке балансировочных станков и балансировке коленчатого вала и вала в сборе на ремонтных предприятиях.

Идентичность колебательного движения балансируемых сборочных единиц двигате-

4. МГП контрольного ротора при различных сочетаниях разности его масс и коленчатого вала двигателей рабочим объемом 6 л

Параметры	Коленчатый вал	Разность масс контрольного ротора и коленчатого вала $\Delta m_р$, кг							
		−1,0	−0,6	−0,2	0	0,2	0,6	1,0	1,4
m_i, кг	5,443	4,443	4,843	5,243	5,443	5,643	6,043	6,443	6,843
I_i, 10^{-2} кг • м	13,94	7,27	7,47	7,68	7,78	7,88	8,08	8,29	8,49
ρ_{si}, мм	160	127	124	120	119	118	115	113	111
l_{1i}, мм	295	278	290	304	308	315	316	332	335
l_{2i}, мм	271	288	276	262	258	251	250	234	231
h_{1i}, мм	262	245	270	286	292	297	298	314	317
h_{2i}, мм	238	255	230	214	208	203	202	186	183
ρ_{1i}, мм	98	66	63/57	59/50	58/49	57/47	54/44	52/41	50/39
ρ_{2i}, мм	108	63	60/67	56/67	56/68	55/69	52/65	50/69	48/67

Примечания. 1. В числителе приведены значения для варианта I, в знаменателе — для варианта II. 2. Индекс i в обозначениях величин означает р или к, т. е. относится в контрольному ротору (р) или коленчатому валу (к); ρ_{si} — радиус инерции контрольного ротора или коленчатого вала; l_{1i} и l_{2i} — расстояние от центра масс контрольного ротора или коленчатого вала до его передней и задней опор; h_{1i} и h_{2i} — то же до передней и задней плоскостей коррекции; ρ_{1i} и ρ_{2i} — то же до узлов колебаний [2].

лей и контрольного ротора на балансировочном станке, определяющая точность балансировки, зависит от степени совпадения их МГП. Влияние МГП ротора на точность определения дисбалансов и балансировки сборочных единиц исследовали экспериментальным путем. В табл. 4 приведены значения МГП контрольного ротора, используемого для настройки балансировочного станка на балансировку коленчатого вала двигателей рабочим объемом 6 л и этого вала. Эксперименты проводили по двум вариантам при изменении массы $m_р$ от 0,4 до 2,4 кг. Массу ротора увеличивали путем заливки свинца на определенные диаметр и ширину так, чтобы центр масс образовавшегося кольца находился на оси ротора. Для первого варианта изменение массы $m_р$ проводили при неизменном положении центра масс ротора (рис. 2, а), а второго — с его смещением в сторону плоскости маховика (рис. 2, б). Для обоих вариантов массу ротора изменяли так, чтобы она была меньше, равна и больше массы балансируемого коленчатого вала.

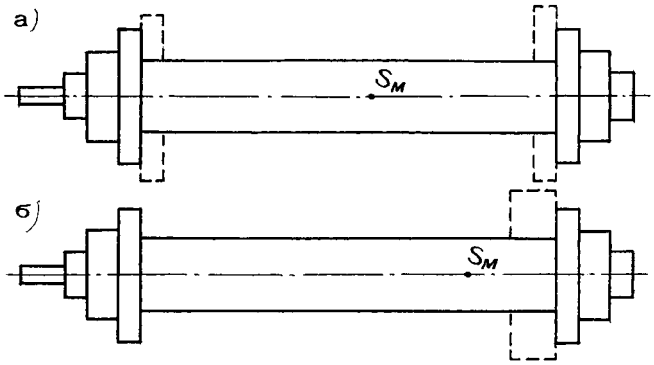


Рис. 2. Варианты изменения массы контрольного ротора при постоянном (а) и смещенном (б) его центре масс $S_м$

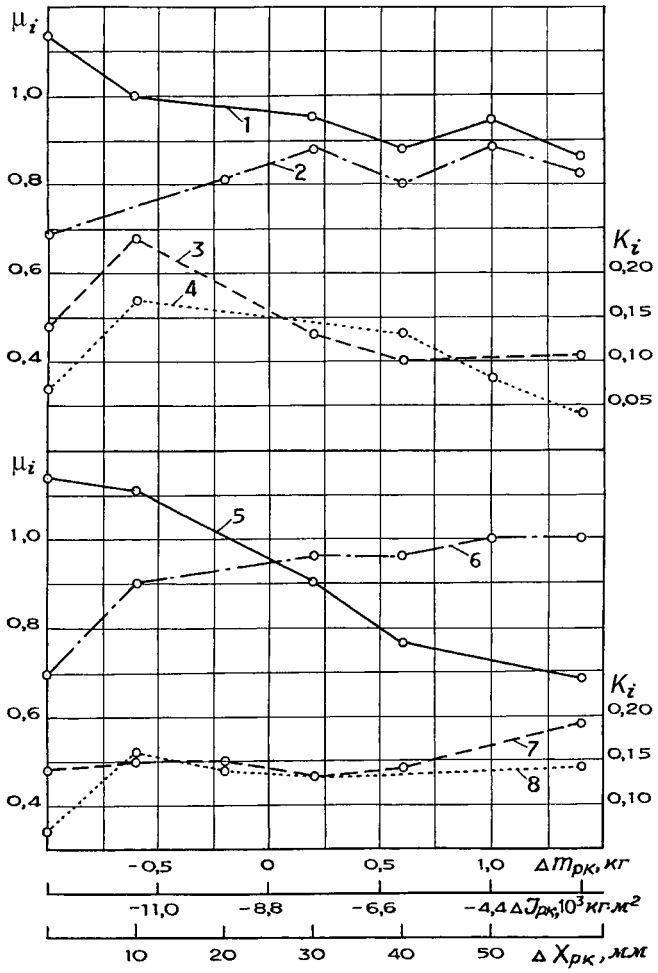


Рис. 3. Влияние массы, расположения центра масс и момента инерции контрольного ротора на коэффициенты масштаба и взаимного влияния плоскостей коррекции коленчатого вала двигателей рабочим объемом 6 л:

1 и 5 — $\mu_м$; 2 и 6 — $\mu_ш$; 3 и 7 — $K_{мш}$; 4 и 8 — $K_{шм}$; 1 — 4 и 5—8 — соответственно для первого и второго вариантов исследований

Экспериментальные исследования проводили в такой последовательности. На балансировочном станке, настроенном контрольным ротором, имеющим различные массу и центр масс, а также, как следствие этого, момент инерции, определяли значения дисбалансов и их углов в обеих плоскостях коррекции одних и тех же коленчатых валов. Затем рассчитывали значения коэффициентов масштаба плоскостей маховика $\mu_м$ и шкива $\mu_ш$, взаимного влияния $K_{мш}$ и $K_{шм}$ плоскостей коррекции [2, 3]. По данным экспериментов построены графики изменения значений перечисленных коэффициентов в зависимости от МГП контрольного ротора (рис. 3). Значения МГП (рис. 3)

$$\Delta m_{рк} = m_р - m_к;\ \Delta I_{рк} = I_р - I_к;\ \Delta x_{рк} = x_р - x_к, \qquad (5)$$

где $m_р$, $I_р$ и $x_р$ — соответственно масса, момент инерции и расстояние от носка до центра масс экспериментального контрольного ротора; $m_к$, $I_к$ и $x_к$ — то же для коленчатого вала.

При $\Delta m_{рк} < 0$ коэффициент масштаба для плоскости маховика $\mu_м$ больше единицы, а когда $\Delta m_{рк} = -1$ кг, он равен 1,14 для обоих вариантов исследований (см. рис. 3, кривые 1 и 5). С увеличением значения $\Delta m_{рк}$ значение $\mu_м$ для обоих вариантов снижается. Когда массы ротора и коленчатого вала одинаковы ($\Delta m_{рк} = 0$), рассматриваемый коэффициент равен 0,96 и 0,95 соответственно для первого и второго вариантов. В случае дальнейшего роста значений $\Delta m_{рк}$ до 1,4 кг коэффициент $\mu_м$ снижается до 0,87 и 0,69 соответственно для первого и второго вариантов. Коэффициент масштаба для плоскости шкива $\mu_ш$ с увеличением значений $\Delta m_{рк}$ постепенно возрастает (см. рис. 3, кривые 2 и 6). Изменение $\Delta m_{рк}$ от $-1{,}0$ кг до 0 сопровождается увеличением коэффициента $\mu_ш$ от 0,69 и 0,70 до 0,85 и 0,94 при первом и втором вариантах. Дальнейший рост $\Delta m_{рк}$ незначительно влияет на значение $\mu_ш$.

Анализ приведенных данных и результатов экспериментов (см. рис. 3, кривые 1, 2, 5 и 6) показывает, что значения рассматриваемых коэффициентов в зависимости от МГП контрольного ротора изменяются в широких пределах. Это вызвано тем, что МГП контрольного ротора и коленчатого вала для всех сочетаний разности их масс существенно отличаются (см. табл. 4). При этом $I_к > I_р$, $\rho_{sк} > \rho_{sр}$, $\rho_{1к} > \rho_{1р}$, $\rho_{2к} > \rho_{2р}$. В случае, когда МГП контрольного ротора и коленчатого вала одинаковы, значения коэффициентов масштаба для обеих плоскостей коррекции вала теоретически должны быть равны единице или близки к ней. Приведенные данные свидетельствуют о том, что на значения коэффициентов $\mu_м$ и $\mu_ш$ влияют не только масса, но и расстояние до центра масс, а также момент инерции контрольного ротора.

Взаимное влияние плоскостей коррекции зависит и от совпадения МГП, а также от расположения узлов колебаний контрольного ротора и коленчатого вала [2]. Для первого варианта коэффициенты взаимного влияния обеих плоскостей коррекции коленчатого вала с увеличением $\Delta m_{рк}$ от $-1{,}0$ до $-0{,}6$ кг повышаются (см. рис. 3, кривые 3 и 4). Аналогичная картина наблюдается для коэффициента $K_{шм}$ (кривая 8) при втором варианте. В случае дальнейшего роста $\Delta m_{рк}$ до 1,4 кг при первом варианте оба коэффициента постепенно уменьшаются. Значения коэффициента $K_{шм}$ для второго варианта при этом существенно не изменяются. Увеличение $\Delta m_{рк}$ от $-1{,}0$ до 0,6 кг при втором варианте практически не влияет на значения коэффициента $K_{мш}$. Дальнейший рост разности масс до 1,4 кг сопровождается постепенным увеличением рассматриваемого коэффициента (см. рис. 3, кривая 7).

Выявлено, что значения коэффициентов взаимного влияния плоскостей коррекции коленчатого вала исследуемого двигателя также изменяются в широких пределах (см. рис. 3, кривые 3, 4, 7 и 8). Причиной этого является неидентичность МГП контрольного ротора и коленчатого вала. Если МГП последних будут равны, то значения рассматриваемых коэффициентов для обеих плоскостей коррекции коленчатого вала должны быть близки к нулю. Из рис. 3 (см. кривые 3, 4, 7 и 8) видно, что это не соблюдается во всем диапазоне изменения значений разности МГП контрольного ротора и коленчатого вала при обоих вариантах исследований.

Полученные данные показывают, что от МГП контрольного ротора зависят значения коэффициентов масштаба и взаимного влияния плоскостей коррекции коленчатого вала и, как следствие, точность определения его дисбалансов и балансировки. Поэтому при проектировании контрольных роторов и их производстве на предприятиях-изготовителях необходимо обеспечить, чтобы значения МГП роторов и коленчатых валов были одинаковы. В противном случае, как следует из приведенных выше данных, возникают большие погрешности при определении дисбалансов и балансировке коленчатого вала.

Следует отметить, что роторы, поставляемые с балансировочным станком и предназначенные для его настройки на балансировку только коленчатого вала, используют и для

настройки станка на балансировку коленчатого вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением. В этом случае погрешности определения значений и угла их дисбалансов значительно больше, чем только для коленчатого вала. Объясняется это тем, что МГП и характер колебаний на балансировочном станке контрольного ротора и коленчатого вала в сборе резко отличаются. В результате значения и угол дисбаланса в каждой плоскости коррекции рассматриваемых сборочных единиц, определяемые по показаниям соответствующих индикаторов станка, не равны их действительным значениям. Все это вызывает большие погрешности при определении значений дисбалансов и их углов, балансировке коленчатого вала в сборе на ремонтных предприятиях.

На практике в условиях ремонтного производства значения дисбалансов и их углов в плоскостях коррекции коленчатого вала в сборе оценивают по показаниям соответствующих индикаторов балансировочного станка. Действительные значения рассматриваемых величин определяют с использованием номограмм, построенных на основе экспериментальных данных, а также расчетом [2]. Установлено, что действительные дисбалансы в плоскостях маховика и шкива коленчатого вала упомянутых сборочных единиц при капитальном ремонте двигателей рабочими объемами 2,445; 4,25 и 6 л соответственно в 2,36—4,19 и 1,48—1,82 раза больше их значений, определенных по показаниям индикаторов балансировочного станка. Действительные углы указанных дисбалансов отличаются соответственно на 5—40 и 5—60° от их значений, определенных по показаниям индикаторов станка. Поэтому из-за несоответствия действительных значений и углов дисбалансов коленчатого вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением показаниям станка после капитального ремонта двигатели имеют повышенные дисбалансы, хотя упомянутые сборочные единицы тщательно балансируют. Аналогичное наблюдается для коленчатого вала исследуемых двигателей.

5. Коэффициенты масштаба и взаимного влияния плоскостей коррекции, чувствительности балансировочного стакана по значениям дисбалансов и их углов в этих плоскостях балансируемых сборочных единиц двигателей при использовании разработанных контрольных роторов и предложенной электрической схемы преобразователей

Коэффициенты	Коленчатый вал	Коленчатый вал в сборе	
		с маховиком	с маховиком и сцеплением
$\mu_м$	0,98—1,01 / 0,98—1,01	0,97—1,01 / 0,99—1,01	0,97—1,01 / 0,98—1,01
$\mu_ш$	1,03—1,06 / 0,97—1,00	0,91—0,95 / 0,99—1,03	0,94—0,98 / 1,02—1,04
$K_{мш}$	0,01—0,04 / 0,01—0,03	0,03—0,06 / 0,02—0,05	0,02—0,05 / 0,01—0,03
$K_{шм}$	0,02—0,04 / 0,03—0,05	0,02—0,05 / 0,01—0,04	0,01—0,03 / 0,02—0,04
$S_{дм}$	0,95—1,04 / 0,97—1,03	0,96—1,05 / 0,98—1,03	0,96—1,05 / 0,97—1,04
$S_{дш}$	0,99—1,05 / 0,96—1,02	1,01—1,05 / 0,97—1,03	0,95—1,04 / 0,98—1,02
$S_{\varphi м}$	0,95—1,05 / 0,97—1,03	0,96—1,05 / 0,98—1,02	0,95—1,04 / 0,97—1,02
$S_{\varphi ш}$	0,96—1,04 / 0,98—1,01	0,95—1,04 / 0,98—1,03	0,97—1,05 / 0,99—1,02

Примечание. В числителе даны значения для двигателя рабочим объемом 6 л, в знаменателе — 4,25 л (допустимые значения коэффициентов μ_i, K_i и S_i равны соответственно 0,9—1,1; 0,03—0,06 и 0,95—1,05).

Следовательно, при использовании контрольного ротора, предназначенного для настройки балансировочного станка только на балансировку коленчатого вала, определение значений и углов дисбалансов даже этого вала связано с большими погрешностями. Эти погрешности резко увеличиваются, когда на балансировочном станке, настроенном с помощью контрольного ротора, предназначенного только для коленчатого вала, определяют значения указанных величин в обеих плоскостях коррекции коленчатого вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением.

Указанных выше недостатков лишены разработанные контрольные роторы, МГП которых равны аналогичным показателям балансируемых сборочных единиц [2, 3]. Испытания роторов новой конструкции на балансировочном станке КИ-4274, имеющем разработанную электрическую схему преобразователей измерительной системы [4], по экспериментальному определению значений коэффициентов масштаба и взаимного влияния плоскостей коррекции, чувствительности станка [5, 6] по значениям дисбалансов и их углов в плоскостях маховика $S_{дм}$ и $S_{\varphi м}$, а также шкива $S_{дш}$ и $S_{\varphi ш}$ коленчатого вала и вала в сборе проводили методом обхода грузом этих плоскостей [6]. Результаты экспериментальных исследований (табл. 5) показывают, что в этом случае значения рассматриваемых коэффициентов и чувствительности находятся в допустимых пределах.

Таким образом, точность определения значений и углов дисбалансов, балансировки коленчатого вала и вала в сборе зависит от качества изготовления контрольных роторов и настройки измерительной системы балансировочного станка. Она определяется идентичностью МГП этих роторов и балансируемых сборочных единиц. Применение разработанных контрольных роторов, имеющих одинаковые с балансируемыми сборочными единицами МГП, и предложенной электрической схемы преобразователей измерительной системы балансировочного станка КИ-4274 обеспечивает нахождение значений упомянутых коэффициентов и чувствительности в допустимых пределах, повышает точность настройки станка и балансировки на нем коленчатого вала и вала в сборе в условиях моторемонтного производства. Указанные роторы и электрическую схему исполь-

зуют на балансировочных станках КИ-4274, применяемых при балансировке коленчатого вала и вала в сборе на моторемонтных предприятиях Ассоциации "Туркменобахызмат" и Минавтотранса Туркменистана. Это позволило повысить точность балансировки коленчатого вала и вала в сборе с маховиком и сцеплением при ремонте автотракторных двигателей, выпускать двигатели из ремонта с допустимыми дисбалансами в плоскостях коррекции, повысить их послеремонтный ресурс в среднем на 26 %, а вероятность безотказной работы в 1,29 раза, уменьшить вибрации и уровень шума на 3—17 дБ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **ИСО 2953—95.** Балансировочные станки [Текст] — М.: Издательство стандартов, 1998. — 32 с.
2. **Назаров, А. Д.** Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование [Текст]. А. Д. Назаров. — М.: Машиностроение, 1992. — 272 с.
3. **Назаров, А. Д.** Расчет массогеометрических параметров коленчатых валов и контрольных роторов для настройки балансировочных станков [Текст] / А. Д. Назаров, Б. А. Бабаев, Х. Я. Яйлымов // Материалы Международной научно-технической конференции "Развитие и эффективность автомобильно-дорожного комплекса в Центрально-Азиатском регионе" (1—3 ноября 2000 г., г. Ташкент). — Ташкент: ТАДИ, 2000, с. 84—86.
4. **Назаров, А. Д.** Для повышения точности [Текст] / А. Д. Назаров, Б. Н. Бабаев // Автомобильная промышленность, 1993. — № 3. — С. 18—22.
5. **Назаров, А. Д.** Нормирование дисбаланса и повышение надежности автотракторных двигателей [Текст] — А. Д. Назаров. — Ашхабад: Ылым, 1986. — 296 с.
6. **ГОСТ 22061—76.** Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения [Текст]. — М.: Издательство стандартов, 1996. — 135 с.

ОАО "КАМАЗ": итоги полугодия

После прохождения первой половины 2007 г. группа ОАО "КАМАЗ" работает с превышением прошлогодних темпов производства и продаж всех видов товарной продукции, по меньшей мере, на четверть, а по некоторым видам — на треть и более.

С начала года реализовано товарной продукции более чем на 38 млрд руб. (+31,4 % в сопоставимых ценах), в том числе:

— 24205 грузовых автомобилей (+31,0 %);
— 29319 двигателей и силовых агрегатов (+29,3 %);
— запасных частей на сумму 4,6 млрд руб. (+23,6 %);
— продукции диверсификации на 4,5 млрд руб. (+38,0. %).

Кроме того, оказано услуг непромышленного характера почти на 2 млрд. руб.

Темпы развития внутренних продаж ОАО "КАМАЗ" опережают общий рост российского рынка в первом полугодии. Реализовано через дилерскую сеть и прямые поставки крупным корпоративным клиентам почти 17 750 грузовых автомобилей (+26,4 % к январю—июню 2006 г.). Потребителям за пределами России отгружено более 6450 автомобилей (+44,5 %). Прошли модернизацию или капитальный ремонт около 800 ранее выпущенных КАМАЗов.

Лизинг и другие формы клиентского финансирования заняли прочное место в развитии продаж ОАО "КАМАЗ". За полгода передано в лизинг или с рассрочкой платежа 1672 единицы основной продукции — грузовые автомобили, автобусы и прицепная техника. Группа "КАМАЗ" реализовала с учетом лизинга 539 автобусов НЕФАЗ на базе специального шасси КАМАЗ.

Показатели работы крупнейших дочерних предприятий ОАО "КАМАЗ" единого технологического цикла за пределами Татарстана столь же устойчивы:

— ОАО "Автоприцеп-КАМАЗ" (Ставрополь) превышает результаты прошлого года по выпуску продукции на 24,3, %;
— ОАО "НЕФАЗ" (г. Нефтекамск) – на 33,7 %;
— ОАО "Туймазинский завод автобетоновозов" — на 79,5, %.

Отдел по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ"

"Группа ГАЗ" увеличила объем производства грузовых автомобилей "Урал" на 69,3 %

Автомобильный завод "Урал" "Группы ГАЗ" собрал в первом полугодии 2007 г. 7169 грузовых автомобилей. Это на 69,3 % больше, чем за аналогичный период прошлого года.

Суточный темп сборки автомобилей "Урал" на главном конвейере вырос в два раза: с 35 машин в декабре 2006 г. до 70 — в июне 2007 г.

"Это стало возможным благодаря проводимой на предприятии работе по внедрению новой производственной системы", — отметил генеральный директор автомобильного завода "Урал" группы ГАЗ" Виктор Корман.

Пресс-служба "Группы ГАЗ"

В. А. Марков,
д-р техн. наук,
М. И. Шленов,
Е. Е. Полухин,
аспиранты, МГТУ
им. Н. Э. Баумана

Влияние формы внешней скоростной характеристики на токсичность отработавших газов дизеля при переходных процессах

Двигатели внутреннего сгорания играют существенную роль в загрязнении окружающей среды. В крупных городах они являются одним из главных источников токсичных веществ, выбрасываемых в окружающую среду. Так, например, доля автомобильного транспорта в выбросе вредных веществ составляет в США 60,6 %, в Великобритании — 33,5 %, во Франции — 32 % [1].

При эксплуатации транспортных средств в городских условиях их двигатели большую часть времени (до 92—95 %)работают на неустановившихся режимах (при переходных процессах) [1]. Поэтому наибольшие выбросы токсичных веществ с отработавшими газами (ОГ) приходятся именно на эти режимы. При этом доля дизелей, устанавливаемых на транспортные средства, непрерывно возрастает.

Одним из эффективных методов снижения токсичности ОГ дизелей является оптимизация формы внешней скоростной характеристики (ВСХ). Проблемам формирования ВСХ в транспортных дизелях посвящен ряд исследований [2—4], однако в них недостаточное внимание уделено оценке влияние формы ВСХ на токсичность ОГ.

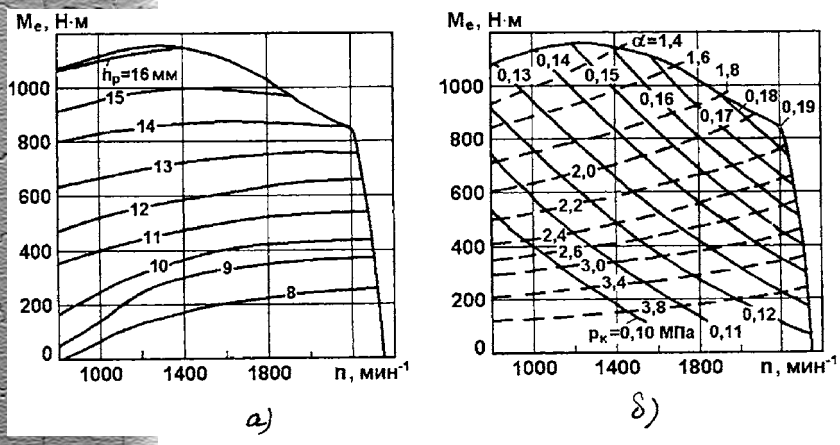


Рис. 1. Многопараметровые характеристики дизеля типа КАМАЗ-740:

а — положения $h_р$ рейки ТНВД; б — давления наддува $p_к$ и коэффициента избытка воздуха α

ВСХ ограничивает максимальную подачу топлива в эксплуатационном диапазоне скоростных режимов. При этом на участке коррекции подача топлива ограничивается заданными мощностными показателями, а на участке отрицательной коррекции — допустимым уровнем дымности ОГ [5].

Наибольшее влияние на дымность ОГ оказывает работа на участке отрицательной коррекции ВСХ, характеризуемым наименьшими значениями коэффициента избытка воздуха α (рис. 1) [5]. Поэтому при работе на данном участке целесообразно уменьшать подачу топлива при снижении частоты вращения коленчатого вала дизеля.

Диапазон корректирования топливоподачи на участке отрицательной коррекции оценивается коэффициентом корректирования

$$K_{M_{e\,\text{отр}}} = M_{en\min}/M_{e\,\text{ном}}.$$

Форма ВСХ значительно влияет на динамические качества дизеля, показатели топливной экономичности, дымности и на токсичность ОГ дизеля. Это обусловлено тем, что при переходных процессах наброса нагрузки и разгона дизеля форма этой характеристики определяет закономерность изменения подачи топлива, и, как следствие, интенсивность изменения параметров дизеля при переходном процессе.

Оценка влияния формы ВСХ на показатели токсичности ОГ дизеля при переходных процессах проведена с использованием разработанной математической модели системы автоматического регулирования (САР) комбинированного двигателя. Дифференциальные уравнения наиболее значимых элементов дизеля с турбонаддувом используются в следующем виде [5, 6]:

— поршневой части двигателя

$$J_д d\omega_д/dt = M_д - M_с; \qquad (1)$$

— турбокомпрессора

$$J_т d\omega_т/dt = M_т - M_к; \qquad (2)$$

— впускного трубопровода

$$[V_{вп}/(R_в T_к)]dp_к/dt = G_к - G_д; \qquad (3)$$

— выпускного трубопровода

$$[V_{вып}/(R_г T_г)]dp_т/dt = G_г - G_т, \qquad (4)$$

где $J_д$ и $J_г$ — моменты инерции валов дизеля с потребителем и турбокомпрессора соответственно; $\omega_д$ и $\omega_т$ — частота вращения валов дизеля и тур-

бокомпрессора; $M_д$, $M_с$, $M_т$, $M_к$ — моменты соответственно крутящий (эффективный) дизеля, сопротивления потребителя, развиваемый турбиной, потребляемый компрессором; $V_{вп}$ и $V_{вып}$ — объемы впускного и выпускного трубопроводов; $p_к$ и $p_т$ — давление наддувочного воздуха на выходе из компрессора и ОГ на входе в турбину; $R_в$ и $R_г$ — газовые постоянные наддувочного воздуха и ОГ; $T_в$ и $T_г$ — температуры наддувочного воздуха и ОГ; $G_д$, $G_к$, $G_г$, $G_т$ — расходы воздуха через двигатель и компрессор, газов через двигатель и турбину соответственно.

Момент сопротивления потребителя определялся из выражения [7]

$$M_с = k_N \omega_д^2 .$$

При расчетных исследованиях использованы функциональные зависимости для концентраций в ОГ оксидов азота, монооксида углерода, углеводородов и дымности ОГ:

$$C_{NO_x} = f(\omega_д, h_р, p_к); \quad C_{CO} = f(\omega_д, h_р, p_к);$$

$$C_{CH_x} = f(\omega_д, h_р, p_к); \quad K_x = f(\omega_д, h_р, p_к).$$

Для определения этих функциональных зависимостей, а также функциональных зависимостей для параметров, входящих в правые части уравнений (1)—(4) исследуемого дизеля типа КАМАЗ-740, была разработана программа аппроксимации экспериментальных данных полиномиальными зависимостями, написанная на языке FORTRAN, в которой используется метод наименьших квадратов. Программа рассчитывает коэффициенты полинома, аппроксимирующего заданный массив исходных точек. Этот массив точек определялся с использованием экспериментальных данных по дизелю типа КАМАЗ-740, некоторые из которых представлены на рис. 1 и 2 [5].

Требуемая точность аппроксимации экспериментальных данных достигалась подбором степени полиномов. В частности, для описания функциональной зависимости момента двигателя M_e выбран полином второго порядка, а для описания функциональной зависимости расхода газов через двигатель $G_г$ — полином третьего порядка в виде:

$$M_д(\omega_д, p_к, h_р) = -990{,}89 + 2{,}2746\omega_д + 5902{,}6p_к + 49493{,}0h_р - 2{,}8145\omega_д p_к - 241{,}14\omega_д h_р + 592430{,}0p_к h_р + 0{,}0014412\omega_д^2 - 34605{,}0p_к^2 + 95432{,}0h_р^2;$$

$$G_г(\omega_д, p_т, p_к) = -120{,}79 + 4{,}8654\omega_д - 6197{,}0p_т + 3053{,}4p_к + 209{,}37\omega_д p_т - 300{,}07\omega_д p_к - 79330{,}0p_т p_к + 0{,}022399\omega_д^2 - 26051{,}0p_г^2 + 202690{,}0p_к^2 + 2293{,}0\omega_д p_т p_к + 0{,}0000014475\omega_д^3 - 1131500{,}0p_т^3 + 1089900{,}0p_к^3 + 0{,}84965\omega_д^2 p_т - 1{,}0031\omega_д^2 p_к - 2952{,}6\omega_д p_т^2 + 6329900{,}0p_т^2 p_к + 1230{,}4\omega_д p_к^2 - 6734000{,}0p_т p_к^2 .$$

Верификация результатов расчетов, полученных с помощью данной программы, проводилась в программе MathCad. На рис. 3 приведены результаты аппроксимации полиномов M_e и $G_г$, визуализированные в программе MathCad.

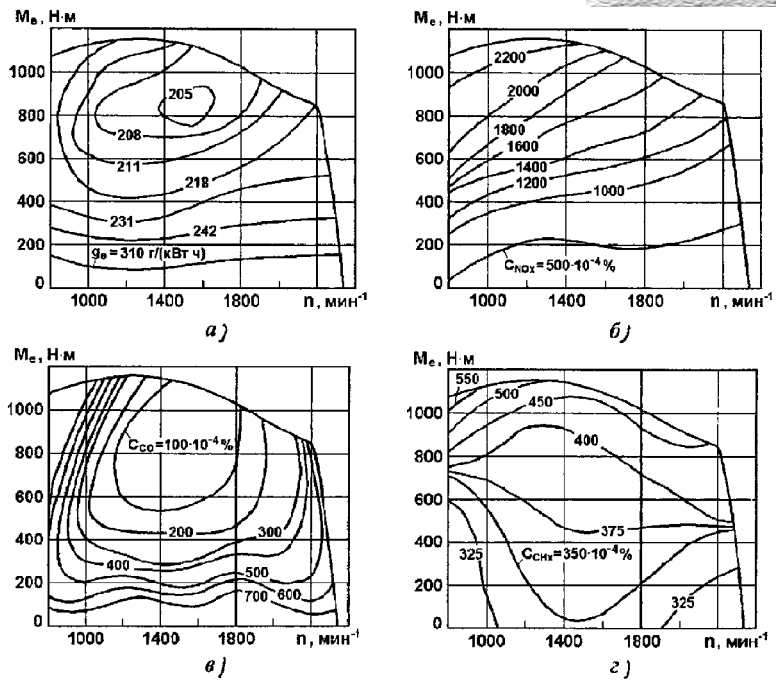


Рис. 2. Многопараметровые характеристики дизеля типа КАМАЗ-740:

а — удельного эффективного расхода топлива g_e; б — содержания в ОГ оксидов азота C_{NO_x}; в — содержания в ОГ монооксида углерода C_{CO}; г — содержания в ОГ несгоревших углеводородов C_{CH_x}

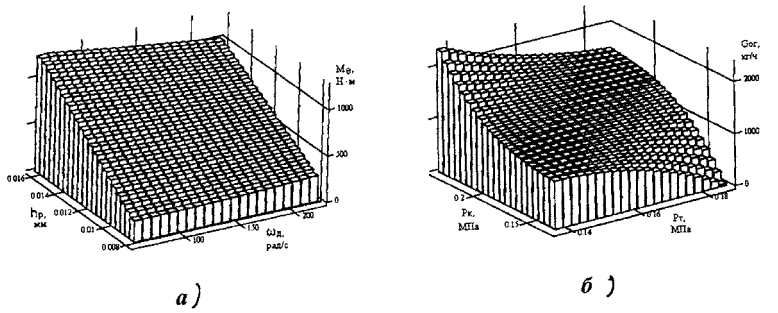


Рис. 3. Аппроксимация статических характеристик дизеля типа КАМАЗ-740:

а — зависимость крутящего момента двигателя M_e от его частоты вращения $\omega_д$ и положения рейки топливного насоса $h_р$ при давлении наддува $p_к$ = 0,15 МПа; б — зависимость расхода ОГ $G_{ог}$ дизеля от частоты вращения его вала $\omega_д$ и давления наддува $p_к$ при частоте вращения $\omega_д$ = 230,3 с$^{-1}$

(Продолжение следует)

В. А. Марков,
В. И. Шатров

Развитие исследований в области автоматического регулирования двигателей внутреннего сгорания в МГТУ им. Н. Э. Баумана

(Окончание. Начасло см. журн. "Грузовик &". 2007. № 8)

Во второй половине 80-х годов в МГТУ им. Н. Э. Баумана совместно с НИИ двигателей и Челябинским тракторным заводом (ЧТЗ) коллективом авторов (В. И. Крутов, И. В. Леонов, В. А. Марков, Б. П. Парфенов, В. И. Шатров, В. А. Горшков) проведен цикл работ по обеспечению многотопливности двигателей военного назначения. Исследовалась работа дизелей на различных нефтяных топливах (дизельное, керосины, реактивное, бензины). В результате проведенных исследований проанализированы причины, вызывающие уменьшение мощности двигателей при их работе на облегченных топливах, и разработан вязкостный корректор топливоподачи, обеспечивающий автоматическое увеличение цикловой подачи при переводе двигателя на маловязкое топливо. Корректор внедрен в серийное производство на ЧТЗ. По результатам этих работ в 1990 г. аспирант В. И. Крутова В. А. Марков защитил диссертацию "Разработка новых элементов регулятора частоты вращения транспортного дизеля, обеспечивающих улучшение его эксплуатационно-технических показателей". Впоследствии результаты работы были обобщены в монографии [21].

Позднее, работая в лаборатории автоматики и на кафедре Э-6 МГТУ им. Н. Э. Баумана, В. А. Марков подготовил и в 1995 г. защитил докторскую диссертацию на тему "Улучшение экономических и экологических показателей транспортных дизелей путем управления процессом топливоподачи", в которой предложена методология управления углом опережения впрыска топлива с учетом режима работы дизеля и условий эго эксплуатации (при изменении параметров окружающей среды и свойств применяемого топлива).

Следует отметить, что В. И. Крутов оказал значительное влияние на развитие научных исследований в области автоматического регулирования теплоэнергетических установок не только в МГТУ им. Н. Э. Баумана, но и в других учебных, научно-исследовательских и научно-производственных организациях. Координация этих работ осуществлялась через постоянно действующий Всесоюзный (впоследствии — Всероссийский) научно-технический семинар (ВНТС) при кафедре Э-6 МГТУ им. Н. Э. Баумана. Ряд постоянных участников этого семинара защитили кандидатские и докторские диссертации. Так, Ф. И. Пинский неоднократно докладывал на ВНТС результаты своих исследований в области создания электронных систем управления для дизелей различного назначения. Им разработаны САУ для систем топливоподачи разделенного и неразделенного типа. Он был одним из создателей первых образцов аккумуляторных систем топливоподачи, названных впоследствии Common-Rail или "русскими системами". По результатам этих исследований в 1987 г. он защитил в МГТУ им. Н. Э. Баумана докторскую диссертацию "Оптимизация режимов работы дизелей электронным управлением впрыскивания топлива".

Постоянный участник ВНТС Ю. Е. Хрящев, доклады которого были посвящены проблемам совершенствования механических, а затем и электронных регуляторов частоты вращения автомобильных дизелей семейства ЯМЗ и КамАЗ, в 1985 г. в МГТУ им. Н. Э. Баумана защитил кандидатскую диссертацию на тему "Обоснование выбора типа регулятора частоты вращения автомобильного дизеля" (руководитель Е. И. Блаженнов). Продолжая исследования регуляторов частоты вращения в Ярославском государственном техническом университете и на Ярославском заводе дизельной аппаратуры, Ф. И. Пинский подготовил и в 2000 г. защитил докторскую диссертацию "Обоснование перспективных способов и разработка средств регулирования частоты вращения автомобильных дизелей".

Кроме упомянутых выше И. В. Леонова, Е. И. Блаженнова, А. Г. Рыбальченко и В. А. Маркова в 1980—1990 гг. защитили докторские диссертации постоянные участники ВНТС — П. В. Федоров и Г. И. Шаров.

В докторской работе П. В. Федорова "Разработка методов оптимального управления транспортными двигателями внутреннего сгорания", выполненной во Всероссийском сельскохозяйственном институте заочного обучения и защищенной в МГТУ им. Н. Э. Баумана в 1994 г., разработан комплексный подход к проектированию САУ с использованием методов оптимального управления транспортным дизелем.

Диссертационная работа Г. И. Шарова "Улучшение экономических и экологических показателей автотракторного дизеля путем адаптивно-взаимосвязанного управления режимами его работы", выполненная в Череповецком государственном университете и защищенная в МГТУ им. Н. Э. Баумана в 1999 г., посвящена созданию методов синтеза структур и параметров адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы автотракторного дизеля по векторному критерию качества. Предложенный подход к исследованию САУ изложен в статье [22].

Для более эффективной организации НИР, проводимых по широкому кругу проблем, в 1988 г. в МГТУ им. Н. Э. Баумана создан НИИ энергетического машиностроения (НИИЭМ). С этого момента научные и практические исследования САР и САУ проходят в Лаборатории систем управления теплоэнергетических установок НИИЭМ, заведующим которой является В. И. Шатров.

В 90-х годах по заданию Минвуза в лаборатории автоматики были организованы исследования влияния угла опережения впрыска топлива (УОВТ) на показатели транспортного дизеля. На основании анализа результатов проведенных в НАМИ испытаний одноцилиндровой установки дизеля типа КАМАЗ предложен обобщенный критерий оптимальности, базирующийся на показателях топливной экономичности и токсичности ОГ, позволяющий определять оптимизированные характеристики управления УОВТ. Была разработана конструкция топливного насоса высокого давления (ТНВД), адаптированного для управления УОВТ по сложным законам (так называемый "двухреечный" топливный насос). В этом ТНВД изменение УОВТ осуществлялось установленной на плунжере подвижной втулкой, кинематически связанной с дополнительной рейкой.

В 1991 г. коллектив авторов этой разработки — В. И. Крутов, И. В. Леонов, В. А. Марков, В. И. Шатров (МГТУ им. Н. Э. Баумана), Л. Л. Михальский (НАМИ) — участвовал во всесоюзном конкурсе "Турбо", посвященном созданию экологически чистых автомобильных дизелей. Работа этого коллектива "Унифицированная электронная система оптимального управления турбопоршневым двигателем" признана Президиумом центрального правления Научно-технического общества машиностроительной промышленности лауреатом этого конкурса. Некоторые результаты этих работ были опубликованы в монографиях [23, 24].

Продолжением этих работ явилась разработка группой специалистов Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА), АМО ЗИЛ и МГТУ им. Н. Э. Баумана (В. А. Марков, А. Г. Кузнецов, В. И. Шатров, В. Л. Трифонов, Е. А. Сиротин, В. А. Павлов) ТНВД с управляемым УОВТ с помощью электромагнитного клапана, установленного в наполнительном отверстии втулки плунжера. Был изготовлен опытный образец ТНВД типа УТНМ с электронной системой управления подачей топлива и УОВТ. Испытания этого ТНВД в составе двигателя Д-245 Минского моторного завода, устанавливаемого на автомобили "Бычок" производства ЗИЛ и тракторы "Беларусь", были проведены на моторном стенде ЗИЛ и подтвердили возможность значительного улучшения экономических и экологических показателей дизеля с таким топливным насосом. По результатам этих работ в 2000 г. В. Л. Трифонов (научные руководители В. И. Крутов и А. Г. Кузнецов) защитил кандидатскую диссертацию на тему "Улучшение экологических показателей дизелей путем использования микропроцессорной системы управления".

Следует отметить, что В. И. Крутов большое внимание уделял вопросам разработки и совершенствования электронных систем управления ДВС. Доклады по данной тематике делали постоянные участники ВНТС — Г. П. Покровский, Ф. И. Пинский, Б. Я. Черняк, П. В. Федоров, Б. П. Парфенов, Б. П. Колосов и др. В. И. Крутов опубликовал ряд работ, посвященных электронному управлению работой ДВС, среди которых можно выделить два учебных пособия [25, 26]. Позднее было опубликовано еще одно учебное пособие [27].

Под руководством В. И. Крутова сотрудник Научно-исследовательского института тракторных и комбайновых двигателей (НИКТИД) В. В. Минцев защитил в 1991 г. кандидатскую диссертацию "Разработка и исследование микропроцессорной системы автоматического управления частотой вращения тракторного дизеля". В ней предложена методика синтеза алгоритмов формирования внешней скоростной и частичных регуляторных характеристик заданной формы с помо-

щью микропроцессорной САУ на примере дизеля типа 6ЧН 13/14.

В 80-х годах коллектив авторов ХКБД (г. Харьков) — И. Я. Кричевский, Е. Н. Алымов, Е. В. Павлюк, Л. Б. Синельникова, С. З. Ягудин при участии НИИ двигателей (Б. П. Парфенов, А. Е. Староверов, В. С. Сысоев, В. А. Марков) и МВТУ им. Н. Э. Баумана (В. И. Крутов, А. Г. Кузнецов, В. А. Марков, В. И. Шатров) участвовал в разработках электронных систем управления отечественных дизелей для военной техники и транспорта, сопоставимых по своим экономическим и экологическим показателям с лучшими зарубежными аналогами. В 1981—1988 гг. были созданы первые отечественные электронные системы управления для дизелей военно-гусеничных машин, производимых заводом им. Малышева (г. Харьков). По результатам этих исследований защитили кандидатские диссертации Е. Н. Алымов (руководитель В. И. Крутов, 1985 г.) и Е. В. Павлюк (1992 г.).

Основатель научной школы автоматического регулирования теплоэнергетических установок в МГТУ им. Н. Э. Баумана, бессменный руководителя ВНТС В. И. Крутов скончался 26 сентября 1994 г. Дальнейшие исследования проводились группой его учеников, работающих в лаборатории автоматики, — Ф. М. Даниловым, А. Г. Кузнецовым, В. А. Марковым, В. Л. Трифоновым, В. И. Шатровым.

В 90-х годах сотрудники лаборатории автоматики А. Г. Кузнецов, В. А. Марков, В. И. Шатров, В. Л. Трифонов приняли участие в работах по созданию математических моделей САР дизелей различного назначения Коломенского тепловозостроительного завода (КТЗ), проводимых при участии сотрудников КТЗ Б. П. Колосова, В. М. Лобастова, А. Э. Улановского.

Во второй половине 90-х годов в МГТУ им. Н. Э. Баумана совместно с НЗТА проведены работы по совершенствованию процессов топливоподачи, впрыскивания и распыливания топлива, направленные на достижение перспективных норм на токсичность ОГ – Евро-2 и Евро-3 (Л. В. Грехов, В. А. Марков, В. И. Шатров, В. А. Павлов). На основании результатов проведенных расчетных и экспериментальных исследований проанализировано влияние параметров системы топливоподачи (профиля кулачков топливного насоса, диаметра и хода плунжера, длины нагнетательных топливопроводов, параметров распылителя) и режимов ее работы на характеристики подачи топлива. Исследованы возможности увеличения давления впрыска и его влияния на показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов дизеля. Даны рекомендации по совершенствованию параметров систем топливоподачи, выпускаемых НЗТА. Некоторые результаты этих исследований приведены в книге [28], опубликованной в 2004 г. (2-е издание — 2005 г.).

В продолжение этих работ коллектив сотрудников МГТУ им. Н. Э. Баумана, ГТУ "МАДИ", АМО ЗИЛ и НЗТА (В. А. Марков, В. И. Мальчук, Е. А. Сиротин, В. А. Павлов) провел исследования процессов топливоподачи, впрыскивания и распыливания топлива с целью оценки возможности корректирования характеристик топливоподачи для улучшения экономических и экологических показателей дизелей АМО ЗИЛ и Минского моторного завода, оснащенных топливными системами производства НЗТА. Для этой цели использовались разработанные корректирующие нагнетательные клапаны, обеспечивающие стабилизацию процесса топливоподачи. По результатам этих работ в 2002 г. Е. А. Сиротин (руководитель В. А. Марков) защитил кандидатскую диссертацию "Улучшение экономических и экологических показателей транспортного дизеля путем совершенствования системы топливоподачи".

В дальнейшем эти работы развивались в направлении совершенствования проточной части распылителей форсунок. Исследовалось влияние числа распыливающих отверстий, их диаметра и длины, геометрии проточной части распылителей на характеристики процессов впрыскивания и распыливания топлива, а также последующих процессов смесеобразования и сгорания. Были изготовлены опытные образцы распылителей на базе серийных распылителей НЗТА и проведены их исследования на моторном стенде АМО ЗИЛ. На основании анализа результатов исследований даны рекомендации по совершенствованию конструкции распылителей и корректированию характеристик процессов впрыскивания и распыливания топлива. По результатам этих работ в 2005 г. докторант кафедры "Поршневые двигатели" МГТУ им. Н. Э. Баумана С. Н. Девянин (научный консультант В. А. Марков) защитил докторскую диссертацию "Улучшение эксплуатационно-технических показателей быстроходного дизеля совершенствованием процессов впрыскивания и распыливания топлива" и была опубликована монография [29].

В 2003—2005 гг. коллективом сотрудников МГТУ им. Н. Э. Баумана (В. А. Марков, И. В. Станкевич, Н. Д. Чайнов, А. Г. Кузнецов, В. И. Шатров, В. Л. Трифонов) по заказу секции прикладных проблем при Президиуме РАН проведена НИР "Поисковые исследования путей создания комбинированных ДВС нового поколения на основе использования многофакторного управления поршневой частью, турбиной и компрессором". Результаты этих исследований использованы при разработке перспективных дизелей военной техники.

В настоящее время в лаборатории "Автоматика", на кафедрах "Поршневые двигатели" и "Теплофизика" МГТУ им. Н. Э. Баумана проводятся научно-исследовательские работы по следующим направлениям:

— математическое моделирование САР дизелей автотракторного назначения (В. А. Марков, Е. Е. Полухин, И. В. Станкевич, В. И. Шатрова, М. И. Шленов);

— полунатурное моделирование САР тепловозных и автомобильных дизелей (А. Г. Кузнецов, В. Л. Трифонов, А. Н. Боковиков);

— использование в качестве топлива для транспортных дизелей альтернативных топлив — диметилового эфира, рапсового масла и их смесей с дизельным топливом, газовых топлив и других альтернативных топлив (Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков, В. И. Шатров, А. И. Гайворонский, С. Н. Девянин, Д. А. Коршунов, А. А. Ефанов, А. А. Зенин);

— согласование характеристик систем топливоподачи и воздухоснабжения (С. Н. Девянин, В. А. Марков, А. В. Микитенко).

Некоторые результаты этих исследований опубликованы в учебниках [28, 30], монографиях [31, 32], а также в статьях в ведущих научно-технических журналах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Крутов, В. И.** Профессор Калиш Герман Георгиевич [Текст] / В. И. Крутов // Двигателестроение. — 1991. — № 3. — С. 47—50.
2. **Калиш, Г. Г.** Исследование центробежного регулятора типа Бош [Текст] / Г. Г. Калиш, Г. А. Кецарис // Дизелестроение. — 1937. — № 4.
3. **Калиш, Г. Г.** Исследование динамики центробежного регулятора типа Бош [Текст] / Г. Г. Калиш // Дизелестроение. — 1937. — № 10.
4. **Калиш, Г. Г.** Устойчивость режима работы транспортного дизеля при всережимном регулировании [Текст] / Г. Г. Калиш, В. И. Крутов. // Сборник трудов НАМИ. — 1948. — № 51. — С. 3—25.
5. **Калиш, Г. Г., Крутов, В. И.** Диаграмма устойчивости процесса, описываемого линейным дифференциальным уравнением третьего порядка [Текст] / Г. Г. Калиш, В. И. Крутов // Сборник трудов НАМИ. — 1949. — № 57. — С. 39—43.
6. **Крутов, В. И.** Анализ систем автоматического регулирования [Текст] / В. И. Крутов. — М.: Машгиз, 1961. — 180 с.
7. **Крутов, В. И.** Переходные процессы систем автоматического регулирования [Текст] / В. И. Крутов. — М.: Машиностроение, 1965. — 252 с.
8. **Крутов, В. И.** Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект [Текст] / В. И. Крутов. — М.: Машиностроение, 1989. — 416 с.
9. **Крутов, В. И.** Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В. И. Крутов. — М.: Машиностроение, 1978. — 472 с.
10. **Автоматическое** регулирование скорости дизелей: Обзорная информация [Текст] / В. И. Крутов, Ф. М. Данилов, Г. А. Комаров и др. — М.: НИИинформтяжмаш, 1974. — № 4-74-23. — 71 с.
11. **Крутов, В. И.** Развитие автоматического регулирования двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В. И. Крутов. — М.: Наука, 1980. — 92 с.
12. **Крутов, В. И.** Развитие отечественных исследований в области регулирования дизелей [Текст] / В. И. Крутов // Двигателестроение. — 1993. — № 1—2. — С. 36—38.
13. **Крутов, В. И.** Регулирование турбонаддува ДВС [Текст] / В. И. Крутов, А. Г. Рыбальченко. — М.: Высшая школа, 1978. — 213 с.
14. **Основы** теории автоматического регулирования: Учебное пособие. Под ред. В. И. Крутова [Текст] / В. И. Крутов, И. П. Спорыш, В. Д. Юношев. — М.: Машиностроение, 1969. — 359 с.
15. **Спорыш, И. П.** Надежность механизмов систем автоматического регулирования [Текст] / И. П. Спорыш. — М.: Машиностроение, 1967. — 240 с.
16. **Леонов, О. Б.** Определение подачи топлива в циклах неустановившегося режима дизеля [Текст] / О. Б. Леонов. // В сб. "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания". Под ред. М. Г. Круглова, В. И. Крутова. — М.: Изд-во МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1978 г. — Труды МВТУ. — № 282. — Вып. 2. — 178 с.
17. **Патрахальцев, Н. Н.** Неустановившиеся режимы работы ДВС [Текст] / Н. Н. Патрахальцев, Ю. А. Соколов. — М.: НИИинформтяжмаш, 1976.
18. **Патрахальцев, Н. Н.** Стенды для исследования неустановившихся режимов ДВС [Текст] / Н. Н. Патрахальцев, Ю. А. Соколов, В. И. Арапов. — М.: НИИинформтяжмаш, 1974. — № 4-74-4.
19. **Леонов, О. Б.** Влияние регулирования начального давления на параметры воздухоснабжения дизеля [Текст] / О. Б. Леонов, Г. И. Долинский, В. Г. Павлюков. — М.: НИИинформтяжмаш, 1973. — № 4-73-23.
20. **Патрахальцев, Н. Н.** Дизельные системы топливоподачи с регулированием начального давления [Текст] / Н. Н. Патрахальцев // Двигателестроение. — 1980. — № 10. — С. 33—38.
21. **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.
22. **Крутов, В. И.** Управление турбопоршневыми двигателями по Парето-оптимальным функциям [Текст] / В. И. Крутов, Г. И. Шаров // Двигателестроение. — 1989. — № 9. — С. 19—21.
23. **Марков, В. А.** Характеристики топливоподачи транспортных дизелей [Текст] / В. А. Марков, В. Г. Кислов, В. А. Хватов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1997. — 160 с.
24. **Марков, В. А.** Токсичность отработавших газов дизелей [Текст] / В. А. Марков, И. И. Баширов, И. И. Габитов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 376 с.
25. **Крутов, В. И.** Основы применения микропроцессорной техники в автоматическом управлении теплоэнергетическими установками [Текст] / В. И. Крутов, В. П. Заболотцкий. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1989. — 54 с.
26. **Электронные** системы регулирования и управления двигателей внутреннего сгорания [Текст]. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1991. — 138 с.
27. **Расчет** характеристик электронной системы управления дизелем [Текст] / А. Г. Кузнецов, В. А. Марков, В. Л. Трифонов и др. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. — 20 с.
28. **Грехов, Л. В.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2004. — 344 с.
29. **Марков, В. А.** Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях [Текст] / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. И. Мальчук. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 360 с.
30. **Теплотехника:** Учебник для вузов [Текст] / А. М. Архаров, Н. А. Иващенко, А. Г. Кузнецов, В. И. Шатров и др. Под ред. А. М. Архарова, В. Н. Афанасьева. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. — 712 с.
31. **Гайворонский, А. И.** Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях [Текст] / А. И. Гайворонский, В. А. Марков, Ю. В. Илатовский. — М.: ИРЦ "Газпром", 2007. — 480 с.
32. **Поликер, Б. Е.** Дизельные двигатели для электроагрегатов и электростанций [Текст] / Б. Е. Поликер, Л. Л. Михальский, В. А. Марков и др. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2006. — 328 с.

А. Ф. Синельников,
канд. техн. наук

Восстановление работоспособности цилиндропоршневой группы (ЦПГ) автомобильных двигателей сборкой методом групповой взаимозаменяемости при их ремонте

Рассмотрены решения различных сборочных размерных цепей, их влияние на точность процесса сборки. Приведены результаты расчета размеров каждой размерной группы деталей ЦПГ двигателей, методика подбора размерной группы сопрягаемой детали, примеры использования метода групповой взаимозаменяемости.

Уровень качества автомобилей и их агрегатов определяется качеством поступающих на сборку деталей и сборочных единиц, а также качеством выполнения сборочных работ. Требуемая точность сборки изделий, оцениваемая необходимыми величинами зазоров, натягов и пространственным положением деталей в соединении, может быть достигнута различными методами. Правильный выбор метода достижения требуемой точности сборки обеспечивает надежную работу узлов и механизмов нового и отремонтированного автомобиля.

Точность сборочного процесса оценивается путем решения сборочных размерных цепей.

Размерная цепь представляет собой замкнутый контур взаимосвязанных размеров, влияющих на относительное положение поверхностей или осей одной или нескольких деталей. Размерные цепи (обозначаемые прописными буквами русского алфавита А, Б, В, Г и т. д.) состоят из звеньев: *составляющих, замыкающего* (исходного) и *компенсирующего*.

Составляющие звенья — звенья, при изменении которых изменяется замыкающее звено. По характеру воздействия на замыкающее звено составляющие звенья бывают увеличивающиеся или уменьшающиеся, т. е. при их росте замыкающее звено увеличивается или уменьшается. Составляющие звенья (обозначаются прописными буквами русского алфавита, принадлежащей соответствующей размерной цепи с цифровыми индексами, например, $А_1$, $А_2$ или $Б_2$, $Б_3$ и т. п.). Звено, которое принадлежит одновременно нескольким размерным цепям, называется общим звеном и обозначается буквами и индексами, указывающими на принадлежность к рассматриваемым цепям (например, $А_2 = Б_3$, $В_2 = Г_4$ и т. д.).

Замыкающее (исходное) звено — звено, получаемое в цепи последним в результате решения поставленной задачи при изготовлении или ремонте изделия. Оно обозначается той же буквой алфавита с индексом Δ (например, $А_Δ$ или $Б_Δ$ и т. д.).

Компенсирующее звено — звено, изменением размера которого достигается требуемая точность замыкающего звена. Такое звено обозначается той же буквой алфавита с соответствующим цифровым индексом и буквой "к" (например, $А_{2к}$ или $Б_{6к}$ и т. п.).

Требуемая точность замыкающего звена может быть обеспечена следующими методами:

полной взаимозаменяемости;

неполной взаимозаменяемости;

групповой взаимозаменяемости, регулирования и пригонки.

Метод полной взаимозаменяемости — метод, при котором точность замыкающего звена обеспечивается включением в размерную цепь любого звена без подбора, выбора или изменения его величины. Сборочные размерные цепи в данном случае рассчитываются по методу максимума-минимума.

Номинальный размер замыкающего (исходного) звена $А_Δ$ сборочной размерной цепи А определяется по формуле:

$$А_Δ = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i А_i, \qquad (1)$$

где ξ_i — передаточное отношение для цепей с параллельными звеньями, соответственно для увеличивающихся $\xi_i = 1$ и уменьшающихся $\xi_i = -1$ звеньев; m — число звеньев размерной цепи; $А_i$ — номинальный размер i-го составляющего звена.

Допуск замыкающего звена δA_Δ рассчитывается по формуле:

$$\delta A_\Delta = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| \delta A_i, \qquad (2)$$

где δA_i — допуск i-го составляющего звена.

Метод неполной взаимозаменяемости — метод, при котором точность замыкающего звена достигается не у всех соединений, а у заранее заданной их части при включении в размерную цепь любого звена без подбора, выбора или изменения его величины. Сборочные размерные цепи в данном случае рассчитываются вероятностным методом, и допуск на замыкающее звено определяется по формуле

$$\delta A_\Delta = t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i \delta A_i^2}, \qquad (3)$$

где t — коэффициент риска, характеризующий процент выхода значений допуска замыкающего звена за пределы установленной величины и определяемый в зависимости от принимаемого процента риска P. Для нормального закона распределения допусков составляющих звеньев с учетом задаваемого процентом риска P, коэффициент риска определяют из табл. 1; λ_i — коэффициент относительного рассеяния i-го составляющего звена (для нормального закона распределения $\lambda_i = \frac{1}{9}$).

Метод групповой взаимозаменяемости, регулирования и пригонки — метод, при котором точность замыкающего звена обеспечивается включением в размерную цепь звеньев, принадлежащих к одной из размерных групп, на которые звенья предварительно рассортированы.

Допуск замыкающего звена в каждой размерной группе определяется по формуле:

$$\delta A_{\Delta_m} = \frac{\delta A'_\Delta}{m}, \qquad (4)$$

где $\delta A'_\Delta$ — допуск замыкающего звена, подсчитанный по методу максимума-минимума; m — число размерных групп, определяемое при заданных допусках составляющих звеньев из условия равенства установленного допуска посадки в сопряжении по технической документации и расчетного допуска замыкающего звена в размерной группе.

Исходя из условий работы некоторых узлов и механизмов автомобиля необходимо обеспечить повышенную точность сборки сопряжений, что при сборке методами полной и неполной взаимозаменяемости потребует изготовления сопрягаемых деталей с очень высокой степенью точности, которая экономически не целесообразна или технически невозможна. При сборке таких сопряжений автомобиля нужную точность достигают методом групповой взаимозаменяемости.

Сущность данного метода заключается в том, что детали сопряжения перед сборкой сортируют на несколько размерных групп в пределах более узких допусков. В результате при сборке из рассортированных деталей получают сопряжения с более узкими допусками посадок, чем из деталей без сортировки. Этим достигается стабильность посадок в сопряжениях, что и предопределяет их надежность в работе.

Для двухзвенной плоской размерной цепи А, состоящей из отверстия и вала, а допуск выражения для замыкающего звена δA_{Δ_m} в пределах одной размерной группы, определяемый по формуле (4), запишется в следующем виде:

$$\delta A_{\Delta_m} = \frac{\delta_в + \delta_о}{m}, \qquad (5)$$

где $\delta_в$ и $\delta_о$ — соответственно допуски на размер вала и отверстия.

Таким образом, при сортировке сопряженных деталей на m размерных групп допуск посадки для каждой группы становится в m раз меньше.

Расчет размеров для новых собираемых деталей, составляющих плоскую двухзвенную размерную цепь, по величине посадки в сопряжении осуществляется в такой последовательности:

определяются наибольшая и наименьшая величины посадок (с натягом или зазором) методом максимум-минимум (max-min) по формулам:

$$\Delta^{max} = D_о^{max} - D_в^{min}; \qquad (6)$$

$$\Delta^{min} = D_о^{min} - D_в^{max}, \qquad (7)$$

где Δ^{max} и Δ^{min} — соответственно максимальная и минимальная величина посадки (зазора — разница положительная, натяга — разница отрица-

Таблица 1

Значения коэффициента риска от процента риска

Процент риска, P	32	10	4,5	1,0	0,27	0,1	0,01
Коэффициент риска, t	1,0	1,65	2,00	2,57	3,00	3,29	3,89

тельная); $D_{о}^{max}$ и $D_{о}^{min}$ — размеры диаметра отверстий, соответствующие верхнему и нижнему отклонениям поля допуска; $D_{в}^{max}$ и $D_{в}^{min}$ — размеры диаметра вала, соответствующие верхнему и нижнему отклонениям поля допуска;

определяется по формуле (2) допуск замыкающего звена δ_{Δ}, равный сумме допусков составляющих звеньев δ_i при методе полной взаимозаменяемости, т. е.

$$\delta_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n-1} \delta_i, \qquad (8)$$

рассчитывается число размерных групп $m_{расч}$ при обеспечении точности сборки методом групповой взаимозаменяемости исходя из допуска на замыкающее звено сопряжения, полученного методом полной взаимозаменяемости и заданной величины посадки, с учетом функционального назначения данного сопряжения по формуле

$$m_{расч} = \frac{\delta_{\Delta}}{\delta_{\Delta_m}}, \qquad (9)$$

где δ_{Δ} — допуск на замыкающее звено сопряжения, полученного методом полной взаимозаменяемости; δ_{Δ_m} — требуемая величина посадки в сопряжении, исходя из его функционального назначения, равная допуску на замыкающее звено при точности путем подбора деталей методом групповой взаимозаменяемости.

Руководствуясь соображениями что число размерных групп должно быть минимальным и точность измерения размеров собираемых деталей должна быть одинаковой, принимается оптимальное число размерных групп и уточняется по формуле (5) размер допуска на замыкающее звено δ_{Δ_m} при сборке сопряжений методом групповой взаимозаменяемости при принятом оптимальном количестве размерных групп $m_{опт}$.

Размерный интервал для размерной группы собираемых деталей определяется по формуле

$$u_i = \delta_i / m_{опт}, \qquad (10)$$

где u_i — интервал для размерной группы собираемых деталей; δ_i — допуск на размеры сопрягаемых деталей в соответствии с техническими требованиями на их изготовление.

Размеры деталей в пределах каждой размерной группы определяются путем вычитания из верхнего предельного размера детали величины размерного интервала.

Для упрощения процесса сборки после сортировки соединяемых деталей по размерам в соответствующие размерные группы каждую группу маркируют краской или цифрами.

Рассмотрим пример обеспечения точности сборки сопряжения гильза-поршень двигателя ЗМЗ-4062 методом групповой взаимозаменяемости.

Таблица 2

Номинальные размеры диаметра и необходимая величина зазора

Номинальные размеры диаметра, мм		Необходимая величина зазора Δ, мм	
отверстия в блоке гильзы	поршня	минимальная	максимальная
$92^{+0,084}_{+0,024}$	$92^{+0,048}_{-0,012}$	0,012	0,036

С учетом табл. 2 величина допуска на посадку в сопряжении при сборке сопряжения методом полной взаимозаменяемости

$$\delta_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n-1} \delta_i = (0,084 - 0,024) + (0048 + 0,012) = \\ = 0,06 + 0,06 = 0,12 \text{ мм.}$$

Величина допуска на посадку в сопряжении при сборке методом групповой взаимозаменяемости

$$\delta_{\Delta_m} = \Delta^{max} - \Delta^{min} = 0,036 - 0,012 = 0,024 \text{ мм.}$$

Число размерных групп при сборке методом групповой взаимозаменяемости

$$m_{расч} = \frac{\delta_{\Delta}}{\delta_{\Delta_m}} = \frac{0,12}{0,024} = 5.$$

Величина интервала размеров для размерной группы собираемых деталей

$$u_i = \frac{\delta_i}{m} = \frac{0,06}{5} = 0,012 \text{ мм.}$$

Размеры деталей в пределах каждой размерной группы приведены ниже:

для размера отверстия в блоке (гильзы)

$m = 1$ 92,084 – 0,012 = 92,072 мм;
$m = 2$ 92,072 – 0,012 = 92,060 мм;
$m = 3$ 92,060 – 0,012 = 92,048 мм;
$m = 4$ 92,048 – 0,012 = 92,036 мм;
$m = 5$ 92,036 – 0,012 = 92,024 мм;

для размера диаметра поршня

$m = 1$ 92,048 – 0,012 = 92,036 мм;
$m = 2$ 92,036 – 0,012 = 92,024 мм;
$m = 3$ 92,024 – 0,012 = 92,012 мм;
$m = 4$ 92,012 – 0,012 = 92,000 мм;
$m = 5$ 92,000 – 0,012 = 91,988 мм.

Результаты расчетов размеров деталей каждой размерной группы для сборки ЦПГ двигателей различных моделей легковых автомобилей и некоторых грузовых автомобилей приведены в табл. 3—5.

Таблица 3

Размеры цилиндров, гильз и поршней различных размерных групп для сборки ЦПГ двигателей различных моделей легковых автомобилей, мм

Двигатель МеМЗ-245		Двигатель ЗМЗ-4062, 402 и 4021	
Показатель	Номинальный	Показатель	Номинальный
Диаметр цилиндра	$72^{+0,05}$	Диаметр цилиндра (гильзы)	$92^{+0,084}_{+0,024}$
Группа А Группа Б Группа В Группа Г Группа Д	72,00—72,01 72,01—72,02 72,02—72,03 72,03—72,04 72,04—72,05	Группа А Группа Б Группа В Группа Г Группа Д	92,036—92,024 92,048—92,036 92,060—92,048 92,072—92,060 92,084—92,072
Дисметр юбки поршня	$72^{-0,01}_{-0,06}$	Диаметр поршня	$92^{+0,048}_{-0,012}$
Группа А Группа Б Группа В Группа Г Группа Д	71,95—71,94 71,96—71,95 71,97—71,96 71,98—71,97 71,99—71,98	Группа А Группа Б Группа В Группа Г Группа Д	92,000—97,988 92,012—92,000 92,024—92,012 92,036—92,024 92,048—92,036
Ремонтные размеры цилиндров и поршней: 72,25 и 72,5		Ремонтные размеры цилиндров, гильз и поршней: 92,5 и 93,0. Двигатели ЗМЗ-402 и 4021 имеют гильзу в конструкции блока	

Таблица 4

Размеры цилиндров и поршней различных размерных классов для сборки ЦПГ двигателей автомобилей ВАЗ, мм

Двигатель ВАЗ-2108, 1111		Двигатель ВАЗ-21011, 2106		Двигатель ВАЗ-21083, 2110, 11113	
Показатель	Номинальный	Показатель	Номинальный	Показатель	Номинальный
Диаметр цилиндра на глубине 51,5 мм	$76^{+0,05}$	Диаметр цилиндра на глубине 51,5 мм	$79^{+0,05}$	Диаметр цилиндра на глубине 51,5 мм	$82^{+0,05}$
Класс А Класс В Класс С Класс D Класс Е	76,00—76,01 76,01—76,02 76,02—76,03 76,03—76,04 76,04—76,05	Класс А Класс В Класс С Класс D Класс Е	79,00—79,01 79,01—79,02 79,02—79,03 79,03—79,04 79,04—79,05	Класс А Класс В Класс С Класс D Класс Е	82,00—82,01 82,01—82,02 82,02—82,03 82,03—82,04 82,04—82,05
Диаметр поршня в плоскости, перпендикулярной поршневому пальцу, на расстоянии 51,5 мм от днища поршня	$76^{+0,015}_{-0,035}$	Диаметр поршня в плоскости, перпендикулярной поршневому пальцу, на расстоянии 51,5 мм от днища поршня	$79^{-0,01}_{-0,06}$	Диаметр поршня в плоскости, перпендикулярной поршневому пальцу, на расстоянии 51,5 мм от днища поршня	$82^{+0,015}_{-0,035}$
Класс А Класс В Класс С Класс D Класс Е	75,965—75,975 75,975—75,985 75,985—75,995 75,995—76,005 76,005—76,015	Класс А Класс В Класс С Класс D Класс Е	78,94—78,95 78,95—78,96 78,96—78,97 78,97—78,98 78,98—78,99	Класс А Класс В Класс С Класс D Класс Е	81,965—81,975 81,975—81,985 81,985—81,995 81,995—82,005 82,005—82,015
Ремонтные размеры цилиндров и поршней: 76,4 и 76,8		Ремонтные размеры цилиндров и поршней: 79,4 и 79,8		Ремонтные размеры цилиндров и поршней: 82,4 и 82,8	

Таблица 5

Размеры гильз и поршней различных размерных групп для сборки ЦПГ двигателей различных моделей грузовых автомобилей, мм

Двигатель ЗМЗ-53		Двигатель ЗИЛ-130	
Показатель	Номинальный	Показатель	Номинальный
Диаметр гильзы	$92^{+0,06}$	Диаметр гильзы	$100^{+0,06}$
Группа А Группа Б Группа В Группа Г Группа Д	92,012—92,000 92,024—92,012 92,036—92,024 92,048—92,036 92,060—92,048	Группа А Группа АА Группа Б Группа ББ Группа В Группа ВВ	100,06—100,05 100,05—100,04 100,04—100,03 100,03—100,02 100,02—100,01 100,01—100,00
Диаметр поршня в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца	$92_{-0,06}$	Диаметр поршня в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца	$100^{+0,02}_{-0,04}$
Группа А Группа Б Группа В Группа Г Группа Д	92,000—91,988 91,988—91,976 91,976—91,964 91,964—91,952 91,952—91,940	Группа А Группа АА Группа Б Группа ББ Группа В Группа ВВ	100,02—100,01 100,01—100,00 100,00—99,99 99,99—99,98 99,98—99,97 99,97—99,96
Диаметр гильзы	1-й ремонтный $92,5^{+0,06}$	Диаметр гильзы	1-й ремонтный $100,5^{+0,06}$
Группа А Группа Б Группа В Группа Г Группа Д	92,512—92,500 92,524—92,512 92,536—92,524 92,548—92,536 92,560—92,548	Группа Г Группа ГГ Группа Д Группа ДД Группа Е Группа ЕЕ	100,56—100,55 100,55—100,54 100,54—100,53 100,53—100,52 100,52—100,51 100,51—100,50
Диаметр поршня в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца	1-й ремонтный $92,5_{-0,06}$	Диаметр поршня в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца	1-й ремонтный $100,5^{+0,02}_{-0,04}$
Группа А Группа Б Группа В Группа Г Группа Д	92,500—92,488 92,488—92,476 92,476—92,464 92,464—92,452 92,552—92,440	Группа Г Группа ГГ Группа Д Группа ДД Группа Е Группа ЕЕ	100,52—100,51 100,51—100,50 100,50—100,49 100,49—100,48 100,48—100,47 100,47—100,46
Диаметр гильзы	2-й ремонтный $93,0^{+0,06}$	Диаметр гильзы	2-й ремонтный $101,0^{+0,06}$
Группа А Группа Б Группа В Группа Г Группа Д	93,012—93,000 93,024—93,012 93,036—93,024 93,048—93,036 93,064—93,048	Группа Ж Группа ЖЖ Группа И Группа ИИ Группа К Группа КК	101,06—101,05 101,05—101,04 101,04—101,03 101,03—101,02 101,02—101,01 101,01—101,00
Диаметр поршня в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца	2-й ремонтный $93_{-0,06}$	Диаметр поршня в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца	2-й ремонтный $101,0^{+0,02}_{-0,04}$
Группа А Группа Б Группа В Группа Г Группа Д	93,000—92,988 92,988—92,976 92,976—92,964 92,964—92,952 92,952—92,940	Группа Ж Группа ЖЖ Группа И Группа ИИ Группа К Группа КК	101,02—101,01 101,01—101,00 101,00—100,99 100,99—100,98 100,98—100,97 100,97—100,96

Двигатель ЗМЗ-53		Двигатель ЗИЛ-130	
Показатель	Номинальный	Показатель	Номинальный
Диаметр гильзы	3-й ремонтный $93{,}5^{+0{,}06}$	Диаметр гильзы	3-й ремонтный $101{,}5^{+0{,}06}$
Группа А Группа Б Группа В Группа Г Группа Д	93,512—93,500 93,524—93,512 93,536—93,524 93,548—93,536 93,560—93,548	Группа Л Группа ЛЛ Группа М Группа ММ Группа Н Группа НН	101,56—101,55 101,55—101,54 101,54—101,53 101,53—101,52 101,52—101,51 101,51—101,50
Диаметр поршня в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца	3-й ремонтный $93{,}5_{-0{,}06}$	Диаметр поршня в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца	3-й ремонтный $101{,}5^{+0{,}02}_{-0{,}04}$
Группа А Группа Б Группа В Группа Г Группа Д	93,500—93,488 93,488—93,476 93,476—93,464 93,464—93,452 93,452—93,440	Группа Л Группа ЛЛ Группа М Группа ММ Группа Н Группа НН	101,52—101,51 101,51—101,50 101,50—101,49 101,49—101,48 101,48—101,47 101,47—101,46

Метод регулирования

Метод регулирования — метод, при котором точность замыкающего звена обеспечивается изменением величины компенсирующего звена без снятия слоя металла.

Величину компенсирующего звена изменяют двумя способами: изменением положения одной из деталей (путем ее поворота или линейного перемещения) на величину "лишней" погрешности замыкающего звена (подвижный компенсатор) или введением в размерную цепь специальной детали требуемого размера или с требуемыми относительными поворотами ее поверхностей (неподвижный компенсатор). Подвижными компенсаторами являются: регулировочный болт толкателя, регулировочный винт вала рулевой сошки и т. п. Наиболее распространенными неподвижными компенсаторами являются шайбы и комплекты прокладок, применяемые при регулировке зазоров в зацеплении конических зубчатых колес, конических роликовых подшипниках передней оси и других узлах.

Действительная величина компенсации $\delta_к$ при этом методе определяется по формуле

$$\delta_к = \delta A'_\Delta - \delta A_\Delta,$$

где $\delta A'_\Delta$ — расчетный допуск замыкающего звена; δA_Δ — допуск замыкающего звена, обусловленный технической документацией.

Число ступеней компенсатора N определяется из выражения

$$N = \frac{\delta_к}{\delta A_\Delta - \delta_{комп}} + 1,$$

где $\delta_{комп}$ — допуск на изготовление компенсатора.

Пример. Определить число ступеней неподвижных компенсаторов и их размеры для обеспечения требуемой величины зазора между торцами поворотной цапфы и комплекта регулировочных прокладок шкворневого соединения переднего моста автомобиля ЗИЛ-431410 (рис. 1).

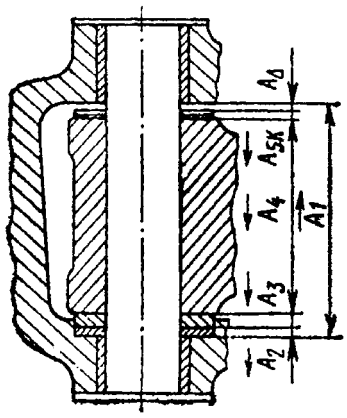


Рис. 1. Шкворневое соединение переднего моста автомобиля ЗИЛ-431410

Номинальные размеры составляющих и замыкающего звеньев: $A_1 = 115{,}5_{-0{,}46}$ мм; $A_2 = 5{,}0_{-0{,}08}$ мм; $A_3 = 11{,}5_{-0{,}07}$ мм; $A_4 = = 93{,}0_{-0{,}14}$ мм; $A_{5к} = A_\Delta = 0 - 0{,}25$ мм. Соответственно допуски на эти звенья будут: $\delta A_1 = 0{,}46$ мм; $\delta A_2 = 0{,}08$ мм; $\delta A_3 = 0{,}07$ мм; $\delta A_4 = 0{,}14$ мм; $\delta A_5 = 0{,}06$ мм; $\delta A_\Delta = 0{,}25$ мм.

Расчетная величина допуска замыкающего звена

$$\delta A'_\Delta = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| \delta A_i =$$

$$= 0{,}46 + 0{,}08 + 0{,}07 + 0{,}14 + 0{,}06 = 0{,}81 \text{ мм.}$$

Тогда действительная величина компенсации

$$\delta_к = \delta A'_\Delta - \delta A_\Delta = 0{,}81 - 0{,}25 = 0{,}56 \text{ мм.}$$

Число ступеней компенсатора N в данном случае

$$N = \frac{\delta_к}{\delta A_\Delta - \delta_{комп}} + 1 = \frac{0{,}56}{0{,}25 - 0{,}06} + 1 = 4.$$

При ремонте звено A_1 увеличивается до 112 мм, а звено A_4 уменьшается до 88 мм, остальные звенья изменяются незначительно. При этом действительная величина компенсации $\delta_к$ увеличивается до 0,90 мм. Тогда число ступеней компенсатора

$$N = \frac{\delta_к}{\delta A_\Delta - \delta_{комп}} + 1 = \frac{0{,}56}{0{,}25 - 0{,}06} + 1 =$$

$$= \frac{0{,}90}{0{,}25 - 0{,}06} + 1 = 6.$$

Увеличение числа ступеней компенсаторов обусловливает необходимость определения размеров дополнительных компенсаторов. Расчеты показывают, что при ремонте (для обеспечения требуемой величины зазора с минимальным количеством прокладок в комплекте) в дополнение к используемым при изготовлении регулировочным прокладкам толщиной 1,5 мм и 0,25 мм необходимо изготовить прокладки толщиной 1; 1,75; 2 и 5 мм (табл. 6).

При ремонте по величине зазора между торцом проушины оси (звено A_4) и поворотной цапфы (звено A_1) со стороны, противоположной опорному подшипнику подбирают комплект регулировочных прокладок по табл. 7.

Метод пригонки

Метод пригонки — метод, при котором точность замыкающего звена достигается изменением величины компенсирующего звена путем снятия слоя металла.

На все составляющие звенья размерной цепи устанавливают допуски, достижимые по экономическим соображениям. Возможная величина компенсации $\delta_к$ при данном методе

$$\delta_к = \delta A'_\Delta - \delta A_\Delta.$$

Примером сборки по методу пригонки является соединение шпонки с пазом, где в качестве компенсирующего звена выбрана ширина шпонки, так как пригонка указанного звена проще и экономичнее, чем пригонка паза.

Таблица 6

Размеры регулировочных прокладок, используемые при ремонте шкворневого соединения переднего моста автомобиля ЗИЛ-431410 и их маркировка

Номер прокладки	Размер прокладки, мм	Цвет окраски	Номер прокладки	Размер прокладки, мм	Цвет окраски
1	0,25	Черный	4	1,75	Зеленый
2	1,00	Белый	5	2,0	Голубой
3	1,5	Красный	6	5,0	Розовый

Таблица 7

Комплекты регулировочных прокладок, используемые при ремонте шкворневого соединения переднего моста автомобиля ЗИЛ-431410

Зазор между торцом оси и поворотной цапфой, мм	Номера регулировочных прокладок в комплекте			Зазор между торцом оси и поворотной цапфой, мм	Номера регулировочных прокладок в комплекте		
	номинальный	уменьшенный на 0,25 мм	увеличенный на 0,25 мм		номинальный	уменьшенный на 0,25 мм	увеличенный на 0,25 мм
1,75—2,00	4	3	5	4,50—4,75	2,3 и 5	2,3 и 4	2,4 и 5
2,00—2,25	5	4	1 и 5	4,75—5,00	2,4 и 5	2,3 и 5	6
2,25—2,50	1 и 5	5	2 и 3	5,00—5,25	6	2,4 и 5	1 и 6
2,50—2,75	2 и 3	1 и 5	2 и 4	5,25—5,50	1 и 6	6	4,4 и 5
2,75—3,00	2 и 4	2 и 3	2 и 5	5,50—5,75	4,4 и 5	1 и 6	4,5 и 5
3,00—3,25	2 и 5	2 и 4	3 и 4	5,75—5,00	4,4 и 5	4,4 и 5	2 и 6
3,25—3,50	3 и 4	2 и 5	3 и 5	6,00—6,25	2 и 6	4,5 и 5	1,2 и 6
3,50—3,75	3 и 5	3 и 4	4 и 5	6,25—6,50	1,2 и 6	2 и 6	3 и 6
3,75—4,00	4 и 5	3 и 5	5 и 5	6,50—6,75	3 и 6	1,2 и 6	4 и 6
4,00—4,25	5 и 5	4 и 5	2,3 и 6	6,75—7,00	4 и 6	3 и 6	5 и 6
4,25—4,50	2,3 и 4	5 и 5	2,3 и 5	7,00—7,25	5 и 6	4 и 6	1,5 и 6

Методика подбора размерной группы сопрягаемой детали для обеспечения точности сборки узлов при ремонте

В процессе эксплуатации двигателя величины посадок, обеспеченные при сборке из новых деталей, изменяются вследствие изнашивания рабочих поверхностей. Например, при износе цилиндров блока и отверстия в бобышке поршня под поршневой палец двигателя возможны случаи обеспечения точности сборки указанных сопряжений путем подбора и установки поршней и поршневых пальцев другой размерной группы, обеспечивающих требуемую величину посадки в сопряжении с учетом величины износа.

Если у двигателя, бывшего в эксплуатации, зазор меньше допустимого без ремонта, то необходимо заново подобрать поршни к цилиндрам, чтобы размер зазора был возможно ближе к расчетному для данного сопряжения. Как правило, расчетная (теоретическая) величина посадки (зазора, натяга) собираемых сопряжений приводится в технических требованиях на сборку данных узлов.

Для определения размера новой сопрягаемой детали по изношенному отверстию следует от фактического размера отверстия вычесть расчетную величину зазора или натяга, которые обеспечивают межремонтный ресурс данного сопряжения, т. е. данный размер определяется по формуле

$$D_{рг} = D_{доп.\ изн} - \Delta_{расч}, \qquad (11)$$

где $D_{рг}$ — размер сопрягаемой детали (вала) соответствующей размерной группы (класса), зависящий от величины износа сопрягаемой детали (отверстия); $D_{доп.\ изн}$ — размер диаметра изношенного отверстия, соответствующий допустимому без ремонта износу сопрягаемых деталей; $\Delta_{расч}$ — расчетная величина посадки (зазора, натяга) в сопряжении, обеспечивающая межремонтный ресурс данного сопряжения.

При предельных размерах сопрягаемых деталей работоспособность сопряжения восстанавливают растачиванием до ближайшего ремонтного размера, если это предусмотрено конструкцией или другими технологическими способами.

Конструктивно-технологические параметры деталей и технические требования на сборку ЦПГ двигателя ВАЗ-2101

Цилиндры блока по диаметру разбиты через 0,01 мм на пять классов: A, B, C, D, E (табл. 8). Класс цилиндра помечен на нижней плоскости блока.

Поршень изготовлен из алюминиевого сплава и покрыт слоем олова для улучшения прирабатываемости. Юбка поршня в поперечном сечении овальная, а по высоте коническая. Поэтому диаметр поршня измеряют только в плоскости, перпендикулярной поршневому пальцу, и на расстоянии 52,4 мм от днища поршня.

По наружному диаметру поршни разбиты на пять классов (A, B, C, D, E) через 0,01 мм, а по диаметру отверстия под поршневой палец — на три группы через 0,004 мм (табл. 9). Класс поршня (буква) и категория отверстия под поршневой палец (цифра) клеймятся на днище поршня.

Поршни ремонтных размеров с 1986 г. для всех моделей двигателей изготовляются с увеличенным на 0,4 и 0,8 мм наружным диаметром. До 1986 г. выпускались поршни следующих ремонтных размеров: для двигателей 2101 — с увеличением на 0,2; 0,4 и 0,6 мм; для двигателей 21011 — с увеличением на 0,4 и 0,7 мм.

Поршневой палец — стальной, трубчатого сечения, запрессован в верхнюю головку шатуна и свободно вращается в бобышках поршня.

По наружному диаметру пальцы разбиты на три группы через 0,004 мм. Группа указывается

Таблица 8

Размерные классы (группы) деталей ЦПГ двигателей ВАЗ-2101

Размерный класс (группа)	Диаметр поршня на расстоянии 52,4 мм от днища, мм			Диаметр отверстия цилиндров на глубине 52,4 мм от верхней части блока, мм		
	номинальный $76^{-0,01}_{-0,06}$	допустимый без ремонта	предельный	номинальный $76^{+0,05}$	допустимый без ремонта	предельный
A	75,94—75,95	75,93	75,92	76,00—76,01	76,04	76,08
B	75,95—75,96	75,94	75,93	76,01—76,02	76,05	76,09
C	75,96—75,97	75,95	75,94	76,02—76,03	76,06	76,10
D	75,97—75,98	75,96	75,95	76,03—76,04	76,07	76,11
E	75,98—75,99	75,97	75,96	76,04—76,05	76,08	76,12

Таблица 9

Размерные группы деталей шатунно-поршневой группы двигателей ВАЗ-2101

Размерная группа	Диаметр поршневого пальца $22^{-0,018}_{-0,030}$ мм	Диаметр отверстия под палец, мм	
		в поршне $22^{-0,006}_{-0,018}$	в головке шатуна $22^{-0,04}_{-0,06}$
1	21,970—21,974	21,982—21,986	21,96—21,94
2	21,974—21,978	21,986—21,990	—
3	21,978—21,982	21,990—21,994	—

цветной меткой на торце пальца: синяя — первая, зеленая — вторая и красная — третья.

Основные размеры деталей шатунно-поршневой группы двигателя ВАЗ-2101 представлены на рис. 2.

Технические требования на сборку ЦПГ двигателя автомобиля ВАЗ-2101

Расчетный зазор между новым поршнем и цилиндром составляет 0,05—0,07 мм. Он определяется замером цилиндров и поршней и обеспечивается установкой поршней того же размерного класса, что и цилиндры. Максимально допустимый зазор (при износе деталей) составляет 0,15 мм.

Если у двигателя, бывшего в эксплуатации, зазор превышает 0,15 мм, то необходимо заново подобрать поршни к цилиндрам, чтобы зазор был возможно ближе к расчетному.

В запасные части поставляются поршни классов А, С, Е. Этих классов достаточно для подбора поршня к любому цилиндру, так как поршни и цилиндры разбиты на классы с некоторым перекрытием размеров.

Если максимальная величина износа больше 0,15 мм, цилиндры растачивают до ближайшего ремонтного размера поршней (увеличенного на 0,4 или 0,8 мм), оставив припуск 0,03 мм на диаметр под хонингование. После хонингования диаметр цилиндра должен быть таким, чтобы при установке поршней выбранного ремонтного размера расчетный зазор между ним и цилиндром был 0,05—0,07 мм.

Расчетный зазор между поршневыми канавками в поршне и кольцами должен быть для верхнего компрессионного кольца 0,045—0,08 мм, для второго 0,025—0,06 мм и для маслосъемного 0,02—0,055 мм.

Предельно-допустимый зазор при износе рабочих поверхностей сопрягаемых деталей должен быть не более 0,15 мм.

Пример использования метода групповой взаимозаменяемости при сборке сопряжений из новых деталей

При сборке шатунно-поршневой группы двигателя ЗИЛ-130 оптимальный натяг поршневого пальца в отверстии бобышек поршня должен быть в пределах 0,0025—0,0075 мм, а оптимальный зазор в сопряжении поршневой палец — отверстие во втулке малой головки шатуна 0,0045—0,0095 мм.

Согласно техническим требованиям на изготовление деталей шатунно-поршневой группы двигателя ЗИЛ-130 имеются следующие номинальные размеры:

отверстие под поршневой палец в бобышках поршня — диаметр $28^{-0,005}_{-0,015}$ мм;

поршневой палец — диаметр $28_{-0,01}$ мм;

отверстие во втулке малой головки шатуна — диаметр $28^{+0,007}_{-0,003}$ мм.

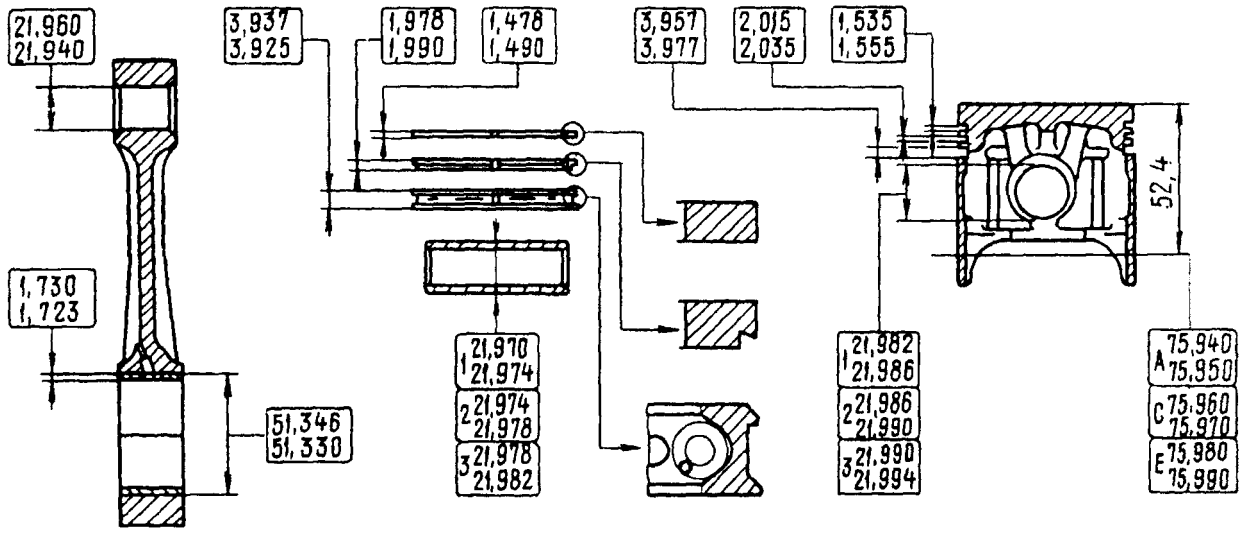


Рис. 2. Основные размеры деталей шатунно-поршневой группы двигателя ВАЗ-2101: поршня, поршневого пальца и шатуна

Наибольшая и наименьшая величины посадок (с натягом или зазором) для плоской двухзвенной размерной цепи методом max-min определяются по формулам (7) и (8).

При методе полной взаимозаменяемости величина допуска замыкающего звена δ_Δ равна сумме допусков составляющих δ_i по формуле (8).

Таким образом, величина посадки, определяемая по формулам (6) и (7), составит:

для сопряжения отверстие в бобышке поршня — диаметр поршневого пальца

$$\Delta^{\max}_{\text{порш-пал}} = D^{\max}_{\text{о}} - D^{\min}_{\text{в}} = \\ = 27{,}995 - 27{,}99 = 0{,}005 \text{ мм (зазор)};$$

$$\Delta^{\min}_{\text{порш-пал}} = D^{\min}_{\text{о}} - D^{\max}_{\text{в}} = \\ = 27{,}985 - 28{,}00 = -0{,}015 \text{ мм (натяг)},$$

для сопряжения отверстие во втулке малой головки шатуна — диаметр поршневого пальца

$$\Delta^{\max}_{\text{шат-пал}} = D^{\max}_{\text{о}} - D^{\min}_{\text{в}} = \\ = 28{,}007 - 27{,}99 = 0{,}017 \text{ мм (зазор)};$$

$$\Delta^{\min}_{\text{шат-пал}} = D^{\min}_{\text{о}} - D^{\max}_{\text{в}} = \\ = 27{,}997 - 28{,}00 = -0{,}003 \text{ мм (натяг)}.$$

Величина допуска на замыкающее звено в данных сопряжениях, рассчитанная по формуле (3):

для сопряжения отверстие в бобышке поршня — диаметр пальца

$$\delta_\Delta = (27{,}995 - 27{,}985) + (28{,}00 - 27{,}99) = \\ = 0{,}01 + 0{,}01 = 0{,}02 \text{ мм};$$

для сопряжения отверстие в верхней головке шатуна — диаметр пальца

$$\delta_\Delta = (28{,}007 - 27{,}997) + (28{,}00 - 27{,}99) = \\ = 0{,}01 + 0{,}01 = 0{,}02 \text{ мм}.$$

Таким образом, расчеты показывают, что при сборке методом полной взаимозаменяемости, исходя из допусков на обработку сопряженных деталей, посадка поршневого пальца в отверстии бобышек поршня будет изменяться от натяга — 0,015 мм до зазора +0,005 мм (должен быть натяг в пределах 0,0025—0,0075 мм), а посадка поршневого пальца в отверстии втулки малой головки шатуна — от зазора +0,017 мм до натяга — 0,003 мм (должен быть зазор в пределах 0,0045—0,0095 мм), что не обеспечивает заданную точность сборки обоих сопряжений.

Определение числа размерных групп при обеспечении точности сборки методом групповой взаимозаменяемости производится, исходя из допуска на замыкающее звено сопряжения, полученного методом полной взаимозаменяемости, и заданной величины посадки с учетом функционального назначения данного сопряжения по формуле (9).

Расчетное число размерных групп составит:

для сопряжения отверстие в бобышке поршня — диаметр пальца

$$m = \frac{\delta_\Delta}{\delta_{\Delta_m}} = \frac{0{,}02}{0{,}005} = 4;$$

для сопряжения отверстие в верхней головке шатуна — диаметр пальца

$$m = \frac{\delta_\Delta}{\delta_{\Delta_m}} = \frac{0{,}02}{0{,}005} = 4.$$

Размерный интервал для размерной группы собираемых деталей определяется по формуле (10).

Тогда размерный интервал для размерной группы собираемых деталей:

для размера отверстия под поршневой палец в бобышках поршня

$$u = \frac{\delta_i}{m_{\text{опт}}} = \frac{27{,}995 - 27{,}985}{4} = 0{,}0025 \text{ мм};$$

для размера диаметра поршневого пальца

$$u = \frac{\delta_i}{m_{\text{опт}}} = \frac{28{,}000 - 27{,}990}{4} = 0{,}0025 \text{ мм};$$

для размера отверстия во втулке малой головки шатуна

$$u = \frac{\delta_i}{m_{\text{опт}}} = \frac{28{,}007 - 27{,}997}{4} = 0{,}0025 \text{ мм}.$$

Таким образом, величина размерного интервала для размерных групп всех собираемых деталей составляет 0,0025 мм.

Размеры деталей в пределах каждой размерной группы определяются путем вычитания из верхнего предельного размера величины размерного интервала, тогда для каждой конкретной детали при количестве размерных групп $m_{\text{опт}} = 4$ получим:

Таблица 10

Размерная группа деталей шатунно-поршневой группы двигателя ЗИЛ-130

Размерная группа, маркировка	Диаметр поршневого пальца	Диаметр отверстия под палец, мм	
		в бобышке поршня $28^{-0,005}_{-0,015}$ мм	во втулке малой головки шатуна $28^{+0,007}_{-0,003}$
1, голубой	28,0000—27,9975	27,9950—27,9925	28,0070—28,0045
2, красный	27,9975—27,9950	27,9925—27,9900	28,0045—28,0020
3, белый	27,9950—27,9925	27,9900—27,9875	28,0020—27,9995
4, черный	27,9925—27,9900	27,9875—27,9850	27,9995—27,9970

для размера отверстия под поршневой палец в бобышках поршня

$m = 1$ 27,9950 – 0,0025 = 27,9925 мм,

$m = 2$ 27,9925 – 0,0025 = 27,9900 мм,

$m = 3$ 27,9900 – 0,0025 = 27,9875 мм,

$m = 4$ 27,9875 – 0,0025 = 27,9850 мм;

для размера диаметра поршневого пальца

$m = 1$ 28,0000 – 0,0025 = 27,9975 мм,

$m = 2$ 27,9975 – 0,0025 = 27,9950 мм,

$m = 3$ 27,9950 – 0,0025 = 27,9925 мм,

$m = 4$ 27,9925 – 0,0025 = 27,9900 мм;

для размера отверстия во втулке малой головки шатуна

$m = 1$ 28,0070 – 0,0025 = 28,0045 мм,

$m = 2$ 28,0045 – 0,0025 = 28,0020 мм,

$m = 3$ 28,0020 – 0,0025 = 27,9995 мм,

$m = 4$ 27,9995 – 0,0025 = 27,9970 мм.

Для упрощения процесса сборки шатунно-поршневой группы двигателя после сортировки соединяемых деталей по размерам в соответствующие размерные группы каждую группу маркируют краской или цифрами.

В табл. 10 приведены детали шатунно-поршневой группы двигателя ЗИЛ-130, рассортированные и отмаркированные на четыре размерные группы.

Пример использования методики подбора размерной группы сопрягаемых деталей для обеспечения точности сборки при ремонте

В процессе эксплуатации двигателя величины посадок, обеспеченные при сборке из новых деталей, изменяются вследствие изнашивания рабочих поверхностей. Так, например, при износе цилиндров блока и отверстия в бобышке поршня под поршневой палец двигателя возможно обеспечить точность сборки указанных сопряжений путем подбора и установки поршней и поршневых пальцев другой размерной группы, создающих требуемую величину посадки в сопряжении с учетом величины износа.

Для определения размера новой сопрягаемой детали по изношенному отверстию следует от фактического размера отверстия вычесть расчетную величину зазора или натяга, которые обеспечивают межремонтный ресурс данного сопряжения, т. е. данный размер определяется по формуле (11).

Если у двигателя ВАЗ-2101, бывшего в эксплуатации, зазор между поршнем и цилиндром превышает 0,15 мм, то необходимо заново подобрать поршни к цилиндрам, чтобы зазор стал возможно ближе к расчетному, который в соответствии с требованиями на сборку данного сопряжения составляет 0,05—0,07 мм.

Определив по результатам измерений размер диаметра цилиндра, можно рассчитать размер диаметра поршня необходимой размерной группы, обеспечивающий зазор, близкий к расчетному по формуле (11). Так, например, при максимальном износе цилиндров номинального размера, равном допустимому размеру 76,04 мм для размерного класса А, для обеспечения расчетного зазора в сопряжении, равным 0,05—0,07 мм, следует использовать номинальные поршни со следующими геометрическими параметрами:

$$D^{max}_{р.г.} = D_{доп.\ изн.} - \Delta^{min}_{расч} = 76,04 - 0,05 = 75,99 \text{ мм};$$

$$D^{min}_{р.г.} = D_{доп.\ изн.} - \Delta^{max}_{расч} = 76,04 - 0,07 = 75,97 \text{ мм}.$$

Ввиду того, что расчетная величина зазора имеет допуск, равный 0,02 мм, а поршни сортируются на размерные группы через 0,01 мм, по таблице размеров деталей в пределах каждой размерной группы определяется класс размера поршней, которые могут быть установлены в цилиндры с износом по диаметру отверстия 76,04 мм. Поршни размерных классов Д, Е обеспечат надежную работу ЦПГ до следующего ремонта.

"КАМАЗ" — как локомотив машиностроения Татарстана

Состояние и перспективы машиностроительного комплекса Республики Татарстан обсуждали в Набережных Челнах члены Кабинета министров РТ, депутаты Госсовета республики, представители крупнейших промышленных предприятий, малого и среднего бизнеса, а также банковских структур и высших учебных заведений. Провел совещание премьер-министр Татарстана Рустам Минниханов, выступил генеральный директор ОАО "КАМАЗ" Сергей Когогин.

"Мы собрались не для того, чтобы хвалиться, — сказал Рустам Минниханов. —Мы находимся на стадии, когда наши конкурентные преимущества в один момент могут исчезнуть. Времени осталось не так много. Необходим целый комплекс мер для серьезного развития машиностроительного комплекса Татарстана".

В машиностроительном комплексе республики пять направлений —автомобилестроение, авиастроение, общее машиностроение, специальное машиностроение и приборостроение. Директор Центра экономических и социальных исследований РТ Алевтина Кудрявцева, выступая на совещании, отметила, что перед отраслью стоят очень сложные задачи. Между тем машиностроительный комплекс — один из основных в экономике республики, и ему отводится ведущая роль. По итогам первого полугодия предприятиями комплекса отгружено товаров и продукции на общую сумму 339 млрд руб., индекс промышленного производства составил 109,9 %, рост в отраслях машино- и приборостроения за шесть месяцев года составил 118,5 %.

ОАО "КАМАЗ" в общей доле всего машиностроительного комплекса занимает около 40 %. В 2007 г. предприятие произведет 53,7 тыс. автомобилей, к 2010 г., по прогнозам, производство достигнет более чем 70 тыс. автомобилей (или 118 млрд руб.) в год.

Ключевым стало на совещании выступление генерального директора ОАО "КАМАЗ" Сергея Когогина.

Он коротко рассказал о стратегии компании, обозначил требования, которые КАМАЗ предъявляет поставщикам автокомпонентов, внес конкретные предложения по решению проблем кадрового потенциала для машиностроительного комплекса, развитию инфраструктуры города Набережные Челны и всего Закамского региона.

По словам Когогина, сегодня КАМАЗ занимает 11-е место по производству грузовых автомобилей в мире, 8-е место — по производству дизелей. Производство и продажа продукции автогиганта возрастают ежегодно на 20 % в среднем, последние показатели (по итогам 6 месяцев 2007 г.) дают рост в 30 %.

В то же время на фоне мировых производств ОАО "КАМАЗ" еще недостаточно эффективно. Но, по словам генерального директора, у руководства компании есть четкое представление, в какую сторону двигаться, чтобы приблизиться к мировым стандартам.

Говоря о производстве автокомпонентов, Когогин отметил, что оно может иметь успех в республике при соблюдении поставщиками определенных условий. Самое главное, считает Сергей Когогин, цена продукции компании-поставщика не должна намного превышать цену зарубежных аналогов. А именно такая тенденция наметилась в последнее время среди производителей автокомпонентов Татарстана. В качестве примера генеральный директор КАМАЗа привел завод "Электроприбор", продукция которого на 25 % дороже той, что предлагают зарубежные поставщики. Здесь не может и речи идти о лояльности по отношению к отечественному производителю, подчеркнул Сергей Когогин. Па его мнению, лояльность может быть только тогда, когда разница не превышает 2 %.

Примером взаимовыгодного партнерства с поставщиками топ-менеджер компании назвал Камский индустриальный парк "Мастер". Если в прошлом году сумма средств, перечисленных татарстанским поставщикам, составила 7,3 млрд руб., то в этом году она может достичь 9,2 млрд руб.

В то же время КАМАЗ увеличивает и долю автокомпонентов, приобретаемых за рубежом. Это наиболее сложные и наиболее дорогостоящие комплектующие. Кроме того, по ряду позиций будут создаваться совместные предприятия, подобные "ЦФ КАМА" и "КАММИНЗ КАМА".

Набережные Челны сегодня — город номер один в республике, считает Сергей Когогин. Для того чтобы удовлетворить потребности растущих производств, население города должно возрасти на 200 тыс. человек. Сегодня нет проблемы с миграцией: люди едут туда, где можно больше заработать и комфортнее жить. Поэтому город, как и весь Закамский регион, где сосредоточено свыше 80 % всего промышленного производства республики, следует сделать более привлекательными для проживания. Следует развивать инфраструктуру. Но это уже задача правительства, а не бизнеса. Нужны детские сады, детские досуговые центры и многое другое, которое сделает регион привлекательным для мигрантов.

В условиях развивающейся экономики, предприятия должны четко знать состояние энергобаланса и тарифную политику поставщиков энергии. Это нужно для того, чтобы решать, наращивать производство или оптимизировать. В качестве примера Сергей Когогин привел ОАО "КАМАЗ-Металлургия", работающее сегодня с 60 при металломощности 450 тыс. т.: "Что делать: оптимизировать мощности или обеспечить полную загрузку? Если не поднимать тариф, то правильный путь — первый. Если знаем тарифную политику на ближайшие 5 лет, то уже ясно сегодня, что при том количестве заказов в Европе и закрытии литейных производств мы можем рисковать и вкладываться в развитие этого бизнеса для того, чтобы получить 100 % загрузки, улучшить экономику этой группы заводов и получить отличный доход здесь, на нашей территории, потребляя ту же самую энергию".

Говоря о проблемах подготовки специалистов для промышленных предприятий, Сергей Когогин обратил внимание собравшихся на то, что государство вкладывает средства в подготовку тех специалистов, которые потом не могут найти работу. По мнению Сергея Когогина, Министерству образования РТ необходимо пересмотреть бюджетную политику, направляя больше средств на подготовку специалистов инженерных специальностей.

К тому же современному бизнесу нужны толковые управленцы, а для этого в республике необходимо создать бизнес-школу, аналогичную тем, что создаются сейчас в Москве и Санкт-Петербурге. Все лидеры мирового производства вкладывают средства именно в подготовку управленческих кадров, подчеркнул Сергей Когогин.

Рустам Минниханов поддержал все предложения Сергея Когогина, отметив, что они будут внимательно изучены. Премьер-министр заверил, что в ближайшие пять лет Камский промышленный узел увеличит производство в разы и внесет существенный вклад в экономику республики.

Отдел по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ"

М. С. Высоцкий,
ген. дир-р
Объединенного
института маши-
ностроения
НАН Беларуси,
д-р техн. наук.
проф., акад.
НАН Беларуси;
Л. Г. Красневский,
зам. генерального
дир-ра
Объединенного
института
машиностроения
НАН Беларуси,
д-р техн. наук,
проф., член-кор.
НАН Беларуси

Роль государственных научно-технических программ в развитии автомобилестроения и производства автокомпонентов в Республике Беларусь

Авторы рассматривают государственные программы, программы ориентированных и прикладных научных исследований как важнейший инструмент государственной научно-технической политики.

Передовое положение в машиностроении развитых стран занимает автомобильная промышленность как наиболее наукоемкий и массовый вид производства, который стимулирует, аккумулирует и финансирует исследования во многих областях науки и техники, создавая высокий мультипликативный эффект в смежных производствах и отраслях. Это в полной мере относится к Республике Беларусь и во многом определяет приоритетное значение автомобилестроения.

Важнейшим фактором в пользу развития автомобилестроения является возможность практически полного удовлетворения внутренних потребностей республики в мобильной колесной технике — грузовых автомобилях, автопоездах, автобусах, троллейбусах, специальной, коммунальной, пожарной, строительно-дорожной, землеройной. Отечественная промышленность выпускает широкую номенклатуру указанных изделий, сложившуюся в рамках межрегиональной специализации бывшего СССР и потому не дублируемую промышленностью России и других государств СНГ по большинству позиций.

В данном отношении можно с полным правом говорить, что Беларусь — автомобильная держава.

Сегодня мы свидетели того, что белорусское автомобилестроение динамично развивается. Оно преодолело кризис середины 90-х годов, остановило спад и добилось роста производства и экспорта, в основном удержало, а в отдельных сегментах и расширило традиционные рынки сбыта. За последнее десятилетие созданы сотни новых конкурентоспособных моделей и модификаций машин, отвечающих требованиям рынка.

А ведь были и мнения, что автомобильная промышленность не нужна в республике, так как она слишком материалоемка и энергоемка. При том, что наши автомобильные заводы являются градообразующими и уже хотя бы поэтому им нет альтернативы.

Таких успехов удалось достигнуть благодаря зрелости и высокой компетентности производственных коллективов, огромному "запасу прочности" и заделу научно-технических разработок. Но в основе их находится, конечно, решительная и многосторонняя государственная поддержка.

И в системе мер государственной поддержки важнейшее место занимают государственные научные программы различных уровней и, в первую очередь, государственные научно-технические программы (ГНТП).

Для того чтобы оценить значение ГНТП, нужно еще раз обратиться к кризису середины 90-х годов, последовавшему за распадом СССР. Для белорусской промышленности, кроме падения платежеспособного спроса, неплатежей и многих других проблем экономического свойства, возникла и другая. На протяжении многих лет белорусские автозаводы как органическая часть союзной автомобильной промышленности работали с десятками головных отраслевых НИИ. И одномоментно лишились отраслевой науки, поскольку все НИИ территориально располагались в России.

В таких условиях ГНТП стали той формой взаимодействия производства и науки, которая в дальнейшем совершенствовалась, развивалась и продолжает активно функционировать и сегодня.

Первой самостоятельной ГНТП, нацеленной на автомобилестроение и тракторостроение, была программа "Белавтотракторостроение" на 1996—1998 гг., и на период до 2000 г., созданная под эгидой трех организаций — НАН Беларуси, ГКНТ и Министерства промышленности. Минпром стал государственным заказчиком, а научным руководителем — М. С. Высоцкий — вице-президент АН БССР, главный конструктор ПО "БелавтоМаз", директор головной организации

по программе — Научного центра проблем механики машин АН Беларуси (НЦ ПММ).

ГНТП "Белавтотракторостроение", начавшаяся в IV квартала 1996 г., была одной из первых программ, нацеленных в соответствии с установками ГКНТ на создание конкретной конкурентоспособной конечной продукции в крайне сжатый, в силу экономической ситуации того периода, срок — 2 года. Поэтому первый пакет заданий программы был прежде всего направлен на создание образцов новой и модернизированной техники двух головных заводов — МАЗа и МТЗ. В результате был создан ряд новых моделей автопоездов и автобусов, в том числе автопоезд МАЗ-5440, который первым в СНГ вышел на уровень требований Евро-2, городской сочлененный автобус, самосвал МЗКТ 8 × 4 повышенной грузоподъемности и др.

Внедрение данной техники в производство было запланировано на 1999 г. и последующие годы, поскольку полный цикл создания и освоения производства такой сложной и массовой продукции значительно превышает двухгодичный срок.

По нашему мнению, оглядываясь назад, значение этого — первого — пакета заданий ГНТП "Белавтотракторостроение" поистине трудно переоценить. Здесь был отработан программно-целевой принцип финансирования: каждое задание программы имело целью создание конкретной новой модели машины, и в нем сосредотачивались все необходимые программные мероприятия, включая выполнение расчетных и исследовательских работ привлекаемыми научными организациями. Практически весь объем бюджетного финансирования направлялся на выполнение совместных НИОКР, а образцы новой техники изготавливались за счет собственных средств заводов. Это, в частности, имело большое значение для поддержки и сохранения научных коллективов, финансовое положение которых (и материальное положение многих квалифицированных научных сотрудников) было тяжелым.

Вкладом академической и вузовской науки в создание указанной техники был значительный комплекс расчетно-исследовательских работ, выполненных учеными НЦ ПММ, как головной организации, других институтов НАН Беларуси и вузов совместно с заводскими специалистами в процессе проектирования и изготовления образцов новых машин, начиная от ТЗ, структуры типажей, дизайнерских решений, расчетного исследования скоростных, тормозных свойств, управляемости, устойчивости, подрессоривания, нагруженности, прочности, долговечности, расчетов несущих систем, трансмиссий и др. и кончая ускоренными испытаниями. Создано и внедрено много приборов, оборудования и программных средств испытаний и автоматизации.

В ходе выполнения программы сложились достаточно устойчивые неформальные коллективы заводских инженеров, ученых академической и вузовской науки, образующие значительный отряд высококвалифицированных специалистов.

Важное значение имело и то, что в рамках одной программы были сконцентрированы работы по автомобилям, тракторам, сельхозмашинам, что в прошлом было практически невозможно и оказалось весьма полезным.

Начиная с 2006 г. состав ГНТП "Белавтотракторостроение" был существенно расширен, и она преобразована в ГНТП "Машиностроение". Теперь она состоит из пяти подпрограмм: "Автомобилестроение, специальная техника и автотракторная электроника" (головная организация — Объединенный институт машиностроения (ОИМ) НАН Беларуси), "Тракторостроение", "Дизелестроение", "Комбайностроение" и новая подпрограмма "Карьерная техника" (головные организации — Минский тракторный завод, Минский моторный завод, ПО "Гомельсемаш", Белорусский автомобильный завод). Головная организация по программе в целом — ОИМ. По автомобильной технике выполняется уже четвертый пакет заданий на 2006—2010 гг. За последние 10 лет в рамках ГНТП "Белавтотракторостроение" разработано и освоено в производстве предприятиями Минпрома с участием института и других организаций НАН Беларуси более 100 видов новых базовых моделей техники: 15 автомобилей и автобусов, 13 самосвалов и другой карьерной техники, 23 трактора и специальной автотракторной техники, 16 самоходных комбайнов и другой сельскохозяйственной техники, 20 специальных строительно-дорожных и коммунальных машин, 6 новых малотоксичных дизелей. Сегодня эта техника составляет основу выпуска и динамичного развития крупнейших машиностроительных предприятий Министерства промышленности Республики Беларусь.

Многие машины, созданные в рамках программы, — принципиально новые для нашей промышленности. В первую очередь следует назвать

семейство средней грузоподъемности автомобилей и автобусов МАЗ; карьерный самосвал грузоподъемностью 320 т;

новые энергонасыщенные тракторы МТЗ мощностью 250—300 л. с.;

концептуальную модель колесного трактора "Беларус" XXI века, созданную с учетом перспектив развития технологий сельскохозяйственного производства;

малотоксичные дизели автомобильного назначения мощностью до 350 л. с.;

новый зерноуборочный комбайн с высокой пропускной способностью;

универсальное энергетическое средство "Полесье-500" с комплексом новых высокопроизводительных уборочных машин и многие другие новинки.

В целом объем выпущенной продукции, разработанной и освоенной в производстве по завершенным в 2005 г. заданиям ГНТП "Машиностроение" и ГЦП "Автотракторокомбайностроение", превысил на конец 2006 г. 1,302 млрд долл. США. Отчисления в бюджет в 2005 г. превысили 113 млн долл. США при годовом объеме выпуска на сумму 452,8 млн долл. США и в 27 раз превысили бюджетные затраты на разработку.

Вклад организаций НАН Беларуси в бюджетную составляющую разработки перечисленной техники составляет около 30 % согласно долевому распределению бюджетного финансирования между предприятиями и организациями-соисполнителями НИОКР.

Важным достижением в научно-организационном плане явилось то, что в значительной степени удалось консолидировать фундаментальные и прикладные исследования в интересах всего отечественного машиностроительного комплекса.

Таким образом, очевидно, что за последние годы автомобильная и тракторная промышленность выполнила невиданные ранее по объемам и темпам НИОКР по разработке и освоению новой техники, и это результат прямой государственной поддержки, в том числе через ГНТП. Поэтому ГНТП сохраняют свое значение как инструмент единой научно-технической политики, привлечения потенциала академической и вузовской науки к решению актуальных научно-технических проблем машиностроительного комплекса.

Следует отметить, что в Республике Беларусь разработана и действует четкая система государственных научных и научно-технических программ различных уровней. Главой государства и Правительством перед научной сферой и в первую очередь перед НАН Беларуси как высшей научной организацией жестко поставлена задача повышения эффективности, усиления влияния на реальную экономику, решение ее актуальных и перспективных задач. Все программы технического и физико-технического профиля сегодня направлены на решение проблем машиностроительного комплекса. И в его результатах есть вклад ГНТП "Технологии", "Новые материалы", "Сварка", "Алмазы" и ряда других.

В 2006 г. начались работы нового пятилетнего цикла, предусматривающие разработку и освоение производства на предприятиях Минпрома 47 объектов новой техники, в том числе по подпрограмме "Автомобилестроение, специальная техника, автотракторная электроника и электромеханика" — пять новых моделей автопоездов, две модели автобусов нового поколения, автомобиль-контейнеровоз с системой погрузки-разгрузки типа "мультилифт" для нужд лесопромышленного и энергетического комплексов, ряд объектов автотракторной электроники. В числе наиболее важных работ, выполненных учеными института в истекшем году в сотрудничестве со специалистами предприятий в рамках заданий по созданию такой техники:

компьютерная разработка оригинальных дизайнерских решений ряда новых моделей машин МАЗ, МТЗ, МЗКТ;

тягово-динамические, прочностные, ресурсные расчеты и оценка функциональных свойств проектируемых машин с применением методов компьютерной механики и виртуальных испытаний;

решение задач обеспечения управляемости и устойчивости движения, подрессоривания кабин;

разработка мероприятий по повышению прочности и ресурса несущих систем и крупногабаритных зубчатых колес карьерных самосвалов;

создание новых конструкционных материалов, упрочняющих, антикоррозионных и антифрикционных покрытий, в том числе с применением наноматериалов и нанотехнологий;

участие в разработке новых компонентов — двигателей, трансмиссий, электронных систем.

Результаты перечисленных работ переданы предприятиям в установленном порядке для использования при разработке конструкций и технологий производства машин, создаваемых в соответствии с заданиями ГНТП "Машиностроение".

Для поддержания высокого уровня конкурентоспособности, сохранения и расширения рынков сбыта перед промышленностью стоят задачи дальнейшего совершенствования продукции на основе современных достижений научно-технического прогресса. Выполнение таких задач невозможно без обеспечения необходимой научной базы автомобилестроения, центральным звеном которой является механика. Важная роль здесь принадлежит государственной комплексной программе научных исследований (ГКПНИ) "Механика" (государственный заказчик — НАН Беларуси, головная организация — ОИМ НАН Беларуси), в рамках которой выполняются более 100 заданий.

Как видно из изложенного, государственные научно-технические программы, программы ориентированных и прикладных научных исследований органически вписались в процесс развития машиностроительного комплекса как важный инструмент государственной научно-технической политики.

ПЛАН РАЗВИТИЯ ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА ПАРИЖА

В феврале 2007 г. во Франции был принят комплексный план развития транспорта и транспортного сообщения региона Иль-де-Франс, в который входит мегаполис Париж. Этот план включает три важнейших документа: план развития общественного транспорта Парижа, проект финансирования государством наиболее крупных объектов транспортной инфраструктуры данного региона на 2007—2013 гг., план-схема поездок населения в регионе Иль-де-Франс.

Комплексным планом предусмотрено сокращение к 2020 г. объема перевозок частным легковым автотранспортом на 40 %, снижение выбросов двуоксида углерода (CO_2) в отработавших газах на 60 %, увеличение предложения пассажирского общественного транспорта на 30 %.

Разработчики плана исходили из констатации следующих фактов. Количество поездок в направлении Парижа и из него, а также в пределах города остается на очень высоком уровне (10,5 млн поездок в день). Количество поездок из пригородов в пригороды все время увеличивается и к 2020 г. должно вырасти на 15 %.

При поездках в черте города доля личного легкового автотранспорта составляет 14 %, пассажирского общественного транспорта 29 %, передвижение пешком или на велосипеде 56 %. При учете поездок из пригорода и наоборот доля общественного транспорта снижается, а транспортная сеть становится значительно менее плотной. Например, доля личного легкового автотранспорта при поездках из пригорода в пригород через Париж составляет 55 %.

Целью плана является удовлетворение растущих потребностей населения в транспортном обслуживании в пределах малого городского кольца и в то же время обеспечение резкого снижения выбросов токсичных газов, уровня шума и числа ДТП.

Самым важным пунктом комплексного плана, несомненно, является увеличение предложения общественного транспорта и принятия принципа, согласно которому всякое сокращение объема перевозок личным легковым автотранспортом должно сопровождаться эквивалентным увеличением объема перевозок общественным транспортом.

В период с 2001 по 2007 гг. уже были приняты меры по значительному увеличению доли общественного транспорта. Планом предусмотрен рост объема перевозок общественным транспортом с 9,6 млн пасс./день в 2001 г. до 12,4 млн. пасс./день к 2020 г.

Увеличение транспортного предложения будет осуществляться за счет продления линий метрополитена в пригороды, введения в эксплуатацию окружной линии метрополитена за пределами Парижа. Рост поездок на пассажирском общественном транспорте будет достигаться благодаря программе "Ouragan" развития сети метрополитена, уменьшения интервалов движения составов в выходные дни, увеличения предложения наземных видов транспорта (городского железнодорожного, автобусного, трамвайного, таксомоторного).

Планом предусматривается продолжение маршрутов Парижского автобусного транспорта к центрам деловой деятельности, продление некоторых въездных маршрутов из пригородов до линий метрополитена № 2 и 6, которые обслуживают внутреннее кольцо Парижа.

Большая работа будет проведена в области облегчения пересадок с одного вида транспорта на другой. В частности, будет облегчен доступ к остановкам автобусов с вокзалов железной дороги и скоростных линий метрополитена, которые соединяют город с пригородами. В этой области необходимо четко информировать пассажиров об общих возможностях всех видов общественного транспорта данного региона.

Параллельно с увеличением предложения общественного транспорта планом предусмотрено продолжение политики поощрения развития системы велосипедного транспорта и возрастания числа пунктов предоставления велосипедов на прокат. Общая протяженность трасс для движения велосипедистов должна составить 500 км.

Большая работа по перепланированию и обустройству дорог привела к перепрофилированию большей части крупнейших автомагистралей Парижа на работу общественного транспорта. Вместо трех-четырех полос движения легкового автотранспорта осталась одна. Созданы так называемые "зеленые зоны"

и пешеходные зоны с ограничением движения и стоянки легкового автотранспорта.

Однако такая политика не нравится многим автомобилистам, которые, стоя в длинных транспортных заторах, видят свободные полосы для движения автобусного и таксомоторного транспорта.

Мэрия Парижа не скрывает своих намерений ограничить движение личного легкового автотранспорта, но в то же время не желает подавлять свободу выбора пассажиров в пользу того или иного вида транспорта. Действительно, средняя скорость движения легкового автотранспорта в Париже составляет 16 км/ч, такая же, как в других столичных городах Европы.

Средняя скорость движения легкового автотранспорта незначительно снизилась в 2004—2005 гг., но особенно сильно в 1996—2002 гг. с прекращением создания так называемых "красных осей" — автомагистралей сквозного движения без светофоров. С 2001 г. движение легкового автотранспорта в городе снизилось на 15 %.

Наиболее грандиозные проекты касаются организации движения транспорта в пределах бульварного кольца Парижа. Планируется создать полосы движения общественного транспорта (таксомоторного, автобусного и трамвайного) и скоростные полосы движения легкового автотранспорта, позволяющие пересечь весь город без остановок. Поскольку эти автомагистрали проходят по центральной исторической части города, отнесенной к достоянию всего человечества, в будущем они будут постепенно закрыты для движения легкового автотранспорта, когда пропускная способность параллельных линий метрополитена и скоростных региональных линий метро станет достаточной.

Также предусмотрено уменьшение и затем полное запрещение транзитного проезда легкового автотранспорта в четырех центральных округах Парижа.

Разработчики плана предлагают развитие альтернативных способов передвижения, включая создание пешеходных и велосипедных дорожек, так как в центре этой деловой зоны ежедневно осуществляется 800 тыс. поездок.

Муниципалитет Парижа не планирует полностью закрыть для легкового автотранспорта центральные кварталы города или вводить въездную пошлину по примеру Лондона, поскольку такое решение облегчает передвижение только людей с финансовым достатком.

План открывает возможности выбора стоянки автомобилей. Для того чтобы побудить горожан как можно меньше пользоваться автомобилем, предлагается ввести тариф "малого пользования" на стоянках города. При этом плата за пользование автостоянкой уменьшается пропорционально сокращению продолжительности пользования автомобилем.

Мэрия Парижа предлагает также ввести систему пользования стоянками, не привязанными к месту жительства пользователя, а также стоянками на въездных магистралях города общей мощностью 4 тыс. машино-мест.

В течение ряда лет планом отведения земель под жилищное строительство предусматривалось одно машино-место в подземном гараже дома на семью. В настоящее время менее одной семьи из двух имеет автомобиль. Таким образом, большая часть мест в гаражах остается свободной, и они могли бы быть предоставлены в пользование автомобилистами, не живущими в данном доме или квартале.

В заключение следует упомянуть, что разработчики плана хотят, чтобы принятые решения по развитию транспортной системы имели усовершенствованное юридическое обоснование. Речь идет об усилении контроля скоростного режима, лучшем распределении ролей города Парижа и префектуры полиции.

Также предлагается разработка так называемого "кодекса улицы" по бельгийской модели, который имел бы силу закона об ответственности самых сильных по отношению к самых слабым, например, ответственности автомобилистов перед велосипедистами и пешеходами.

(По материалам журн. "Transport Routier". — 2007. — N 1067. ***Б. И. Буров)***

Автомобильный завод "Урал" "Группы ГАЗ" представил на 4-й Международной выставке технических средств "Оборона и защита—2007", которая прошла в Нижнем Тагиле, перспективные грузовые автомобили внедорожного и дорожного семейств

На экспозиции представлена новая пожарная цистерна АЦ-6,0-100, выполненная на базе автомобиля "Урал-4320-1951-48". Автмобиль, являющийся совместной разработкой АЗ "Урал" и ОАО "УралПожтехника", имеет новую сдвоенную кабину капотного исполнения, что позволяет пожарному расчету из шести человек перемещаться до места происшествия в комфортных условиях. Кузов выполнен по модульной схеме. Для работы в зимних условиях предусмотрен обогрев заднего отсека и пенобака с помощью выпускных газов.

Автомобиль оснащен двигателем ЯМЗ 7601.10-13 производства ОАО "Автодизель" "Группы ГАЗ" мощностью 300 л. с. ("Евро-2"). Вместимость водной цистерны составляет 6 м^3, бака для пенообразователя — 400 л. Автомобиль укомплектован пожарным центробежным насосом "ESTERI" и лафетным стволом "Crossfire". Подача воды в максимальном режиме осуществляется со скоростью 100 л/с. И цистерна, и пенобак изготовлены из коррозионностойкой стали. Уровень шума и вибраций в кабине при работе насоса уменьшен за счет выноса элементов привода насоса за пределы кабины. Привод насоса выполнен от штатной раздаточной коробки шасси без доработки трансмиссии, что значительно повышает надежность работы привода.

Пресс-центр АЗ "Урал"

АВТОМОБИЛИ RENAULT MAXITY МАЛОЙ И СРЕДНЕЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

На заводе фирмы Renault в Испании начато производство низкорамных грузовых автомобилей Maxity полной массой до 4,5 т.

Эта модель — плод совместного сотрудничества фирм Nissan (Япония) и Renault. Аналогичные модели автомобилей малой и средней грузоподъемности (Master, Traffic, Mascott, Cabstar) выпускаются фирмой Nissan по программе Renault.

Автомобиль Maxity имеет вынесенную вперед двухместную или пятиместную кабину. Покупателям предлагаются разные варианты кузова (бортовой, закрытый, самосвальный и т. д.), три варианта колесной базы (2500, 2900 и 5400 мм), три комплекта дополнительного оборудования по выбору и четыре стандартных варианта окраски.

Модели полной массой до 3,4 т выпускаются с одинарными шинами и полной массой 3,5—4,5 т — со сдвоенными шинами на заднем мосту, что обеспечивает лучшие тяговые характеристики модификации автомобиля, предназначенной для строительных работ.

Типовой ряд двигателей и коробок передач состоит из четырехцилиндровых дизелей с турбонаддувом рабочим объемом 2,5 л (мощность 110, 130 л. с.) и 3 л (мощность 150 л. с.) и с крутящим моментом 250—350 Н • м. Механическая пяти- или шестиступенчатая коробка передач соединена с задним мостом посредством карданного вала.

При дорожных испытаниях автомобиля Maxity полной массой 3,5 т с опрокидываемым кузовом из алюминие-

Рис. 1. Автомобиль Renault Maxity с бортовым опрокидываемым кузовом, двухместной кабиной с улучшенным панорамным обзором и безопасной конструкции

Рис. 2. Управляемость автомобиля Renault Maxity сравнима с легковым автомобилем, а угол поворота колес позволяет легко маневрировать на узких паркингах

Рис. 3. Вертикально расположенные внешние приборы освещения улучшают дизайн автомобиля

Рис. 4. Интерьер двухместной кабины Renault Maxity напоминает кабину легкового автомобиля

вого сплава, грузом 800 кг, двигателем мощностью 130 л. с. и пятиступенчатой коробкой передач выявились преимущества и недостатки этой модели.

Автомобиль легко преодолевает значительные подъемы, а благодаря компактной конструкции и углу поворота колес хорошо вписывается в плотное городское дорожное движение.

Однако некоторые затруднения возникали при переключении передач. Включение третьей передачи, наиболее часто используемой, осуществлялось не быстро и довольно шумно, что несколько ухудшало качество движения автомобиля.

В остальном автомобиль зарекомендовал себя с лучшей стороны. Двухместная кабина с широкими стеклами обеспечивает большой панорамный обзор, имеет значительную площадь мест для хранения необходимых в дороге вещей. Большие зеркала заднего обзора позволяют хорошо контролировать ситуацию сзади автомобиля. Управление автомобилем Maxity сравнимо с управлением легковым автомобилем.

Фирма Renault оказывает высококачественный сервис. Под девизом "Делаем быстро и профессионально" фирма разработала концепцию сервиса, которая отвечает всем специфическим требованиям клиентов. Новые методы ремонта и специальная подготовка технического персонала увеличили эффективность работы автосервисных предприятий фирмы Renault.

Рис. 5. Опрокидываемая кабина обеспечивает свободный доступ к узлам и деталям моторного отсека

Система сервиса фирмы включает предоставление клиентам аналогичного автомобиля взамен ремонтируемого, максимальное сокращение сроков технического обслуживания и ремонта. Разрабатываются другие формы технического обслуживания, которые позволят клиентам планировать время простоя, а фирме — продлить гарантию на техническое обслуживание автомобиля или обеспечить его полную мобильность.

Стоимость новой модели автомобиля в зависимости от модификации и исполнения составляет 30—50 тыс. швейцарских франков.

(По материалам журн. "Transport Routier". — 2007. — N 4. ***Б. И. Буров)***

Кодекс чести

На "КАМАЗинструментспецмаше" (КИСМ) — дочернем предприятии ОАО "КАМАЗ" принят "Кодекс чести". Произошло словесное, документальное оформление корпоративного мышления, которое в последние годы все отчетливее складывается в компании.

Генеральный директор ОАО "КИСМ" Юрий Клочков в интервью по этому поводу заметил, что сегодня предприятие работает в рыночных условиях и внедряет передовые методы, которые присутствуют в мировом автомобильном производстве. На основе изучения производственных систем ведущих мировых компаний, в частности, компании "Тойота", на "КАМАЗе" разработали свою производственную систему. И для того чтобы ее внедрить, нужно изменить идеологию руководящего состава, идеологию инженерно-технических работников, всех рабочих.

Окончание на с. 55

УСТРОЙСТВО ДЛЯ СБРОСА СКОПЛЕНИЙ АТМОСФЕРНЫХ ОСАДКОВ С КРЫШИ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Германская фирма K & M GmbH Lichtenau предлагает устройство "RSAB — Roof Safety Aig Bag" ("Надувная подушка для безопасности крыши"), предназначенная для защиты плоской крыши тентовых кузовов грузовых автомобилей, прицепов и полуприцепов от скоплений воды, снега и льда.

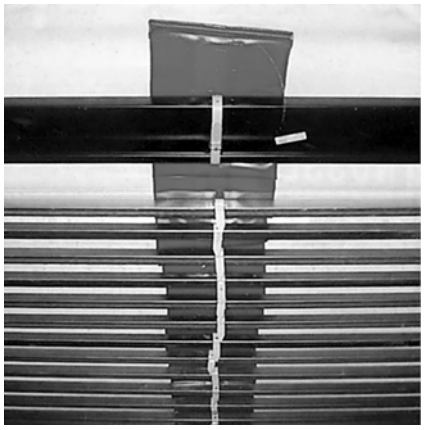
Скопления атмосферных осадков на крыше кузовов могут достигать по ширине 2 м и по массе 200 кг, что при движении автомобиля представляет определенную опасность для других автотранспортных средств. В то же время ручная уборка крыши водителем требует физических усилий и также опасна.

Новое устройство, очень простое по конструкции, принципу действия и монтажу, устраняет эти недостатки. Оно состоит из надувного рукава, подводных воздуховодов и пульта управления. Рукав укладывается под тентовым верхом посередине поперечных реек каркаса кузова по всей его длине. Он может наполняться сжатым воздухом под давлением 0,01 МПа от тормозной системы автомобиля с пневмоприводом.

В накаченном состоянии рукав поднимает середину крыши кузова на 175 мм, придавая ей дугообразную форму. При этом скопившиеся вода, лед и другие осадки быстро скатываются с крыши, предупреждая образование наледи. В зимнее время года рекомендуется поддерживать рукав в надутом состоянии. Устройство "RSAB — Roof Safety Air Bag" соответствует немецкому стандарту безопасности TÜV и поставляется в полном комплекте.

Это устройство обеспечивает снижение эксплуатационных затрат, препятствует скоплению воды и образованию льда на крыше тентовых кузовов, улучшает условия работы водителя, повышает безопасность для всех участников дорожного движения, увеличивает срок эксплуатации тентов, уменьшает риск порчи груза от проникновения воды и снимает с водителя ответственность за возможную порчу или повреждение чужого груза.

(По материалам журн. "Transport Routier". 2007. — N 4.
Б. И. Буров)

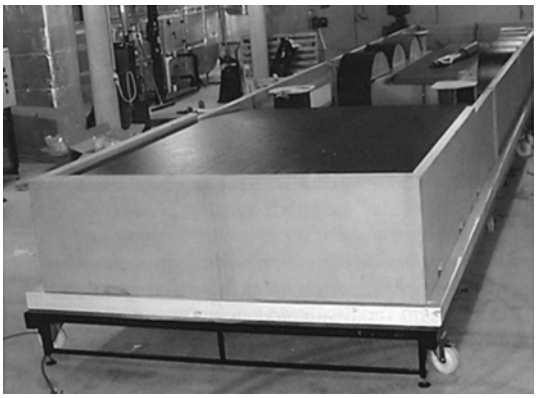


Устройство RSAB, уложенное по всей длине кузова (погрузочная высота остается без изменений)

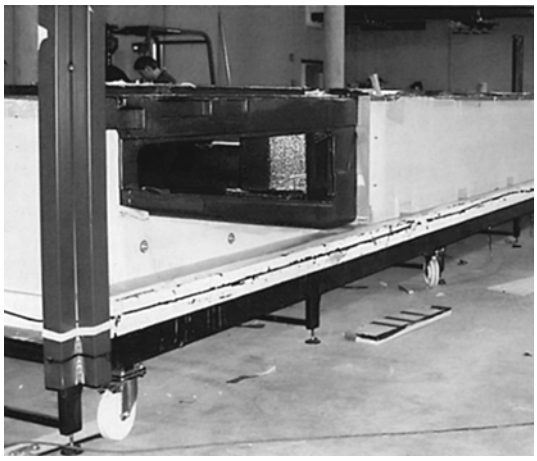
Рукав устройства RSAB в спущенном состоянии (вакуумный отсос)

Рукав устройства в накаченном состоянии

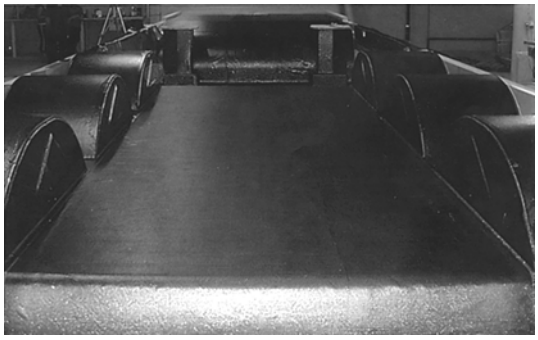
ТРЕХОСНЫЙ ПОЛУПРИЦЕП MEGATRAILER KÖGEL ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ



Форма для литья модели



Удаление модели из формы



Продольный вид заготовки перед вакуумной обработкой

Германские фирмы TTT (г. Гамбург), Kögel (г. Бюртенбах, Бавария) и австрийская фирма Carbotech Composites (г. Зальцбург) совместно разработали технологию изготовления и отлили несущее шасси трехосного полуприцепа Megatrailer целиком из композиционных синтетических материалов, усиленных углеродным волокном.

Уникальная операция по изготовлению первого в мире полуприцепа из синтетических материалов проведена на заводе фирмы Carbotech Composites, давно специализирующейся на производстве элементов конструкции гоночных автомобилей формулы 1 из композиционных материалов. Затем шасси полуприцепа было доставлено на обычном полуприцепе на завод фирмы Kögel для дальнейшего монтажа мостов и других узлов и деталей.

Полуприцеп Megatrailer имеет длину 13,6 м, ширину 2 м, высоту 0,75 м. Габаритные размеры модели сопоставимы с габаритными размерами пассажирского самолета Airbus A-380, также изготавливаемого из композиционного материала, усиленного углеродным волокном.

Базовое изделие заготовка обрабатывается так же, как и металл. С помощью шаблона вытачиваются фрезой с применением плотной пены десять элементов, которые затем встраиваются в сборную плиту размером 14 × 3 м подобно строительным элементам детской игры Lego. Плита очень точно обрабатывается лазером и выверяется на весах. Затем эти элементы сжимаются в единый корпус. Для лучшей сохранности изделия и облегчения его отделения от формы на него накладывается лист тефлона.

После этого начинается собственно процесс изготовления несущего шасси полуприцепа. Различные слои матрицы из предварительно пропитанного материала (пучки углеродного волокна) укладываются в форму. Помимо этих волокон в печи для литья используют технический текстиль и пластмассовую пленку. Благодаря этому материал конструкции имеет очень плотную и вязкую консистенцию.

С помощью вакуумного насоса удаляются излишки синтетического материала, технического текстиля и пузырьки воздуха. Затем в течение нескольких часов происходит отверждение модели при постоянно контролируемой заданной температуре. Этот процесс осуществляется в специально оборудованной печи.

После отверждения весь корпус полуприцепа массой около 700 кг освобождается от формы и представляется в уже готовом виде. Излишки материала удаляются вручную.

Различные виды готового изделия

Никогда раньше такая крупная и сложная модель не была изготовлена методом литья из углеродного волокна. Бригада, осуществившая экспериментальное литье шасси полуприцепа, провела его успешный показ на международной автомобильной выставке "IAA-2006". Планируется создание второго прототипа полуприцепа из композиционных материалов, предназначенного для длительных дорожных испытаний в реальных условиях.

Возможно, новая технология и синтетические материалы будут применяться в производстве других автотранспортных средств. Данная технология позволяет снизить собственную массу конструкции, уменьшить себестоимость материала, повысить его сопротивляемость благодаря включению очень тонких волокон диаметром несколько микрометров.

Однако процесс изготовления такой большого размера конструкции является наукоемким и одним из самых дорогостоящих, так как требуется специальное оборудование для производства, охлаждения, складирования и автоматического управления температурным режимом.

В настоящее время данный процесс используется в первую очередь в авиации, космонавтике, при производстве спортивного инвентаря и спортивных сооружений. Применение синтетических композиционных материалов в сравнении с производством изделий из алюминия позволяет снизить собственную массу на 30 %, обеспечивает значительную экономичность и экологические преимущества.

Передняя стенка полуприцепа в вакуумной обработке

В авиационной промышленности применяется около 25 % конструкций из композиционных синтетических материалов. Уже в 2007 г. на самолетах Airbus A-380 будет применяться около 40 % крыльев, изготовленных по описанной технологии.

(По материалам журн. "Transport Routier". — 2007. — N 4. ***Б. И. Буров)***

ТРАНСПОРТИРОВКА ОТХОДОВ

Концерн ECOPRESS — крупнейший в Скандинавии производитель и поставщик различного оборудования для утилизации и транспортировки отходов — предлагает целесообразное комплексное решение проблемы отходов.

Основная предлагаемая концерном техника:

- мобильные и стационарные компакторы (пресс-контейнеры) для прессования различного вида отходов и вторсырья;
- гидравлические системы крюкового захвата сменных кузовов и системы лифтдампер;
- прицепы для перевозки сменных кузовов;
- сменные кузова, бункеры и контейнеры для отходов различного типа.

Использование этой техники, производимой концерном, позволяет сократить объем отходов, ожидающих утилизации, снизить затраты на их вывоз, получать доход от реализации вторсырья, сократить поток поступления отходов на полигоны и мусоросжигательные заводы.

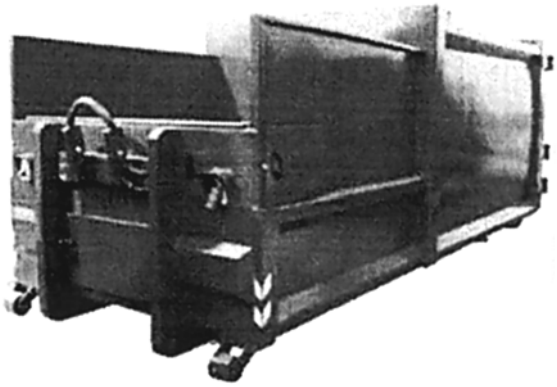


Рис. 1. Мобильный пресс-контейнер

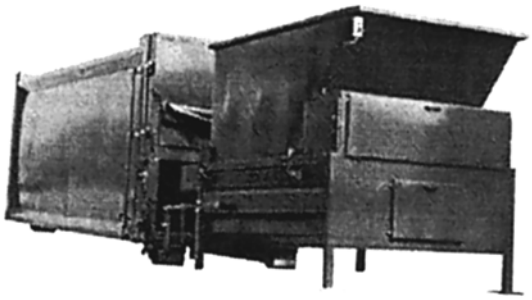


Рис. 2. Стационарный пресс-контейнер

Первым звеном предлагаемой концерном эффективной системы управления отходами является прессование отходов при помощи компакторов. Вывоз непрессованных отходов в бункерах и контейнерах неоправданно дорог, поскольку предприятиям зачастую приходится платить за "вывоз воздуха". Пресс-контейнер по сравнению с обычным контейнером, способен, в зависимости от типа отходов вместить в 10 раз больше. Такой эффект обеспечивается наличием прессующего механизма.

При этом не требуется сразу же освобождать контейнер, отходы сохраняются в нем до полного заполнения контейнера. Об этом автоматически сообщает сенсор 100 %-ного заполнения.

Вывоз контейнера осуществляется специальным транспортом. Эта технология позволяет значительно снизить стоимость вывоза отходов за счет сокращения их объема (за 1 раз перевозится большее количество отходов, число самих вывозов резко сокращается).

Пресс-контейнеры могут работать в любых погодных условиях и могут быть установлены как на открытых площадках, так и в помещениях.

Концерн ECOPRESS предлагает два типа пресс-контейнеров.

Мобильный (EMC), в котором пресс и контейнер для прессованных отходов представляют собой моноблок (рис. 1). Это позволяет маневрировать контейнером и мобильно использовать его в разных местах, поскольку его передвижение не требует демонтажа.

Стационарный (ESC), который может быть отсоединен от пресса и заменен (рис. 2). Это позволяет без простоев загружать и перевозить больший объем отходов.

Для более эффективного использования пресс-контейнера и упрощения его эксплуатации фирма-производитель учитывает особенности условий работы заказчика и тип прессуемого материала.

Пресс-контейнеры изготавливаются различных объемов и могут быть оснащены дополнительными опциями:

обеспечение герметичности контейнера — для предотвращения вытекания жидких отходов;

дополнительная панель управления, позволяющая управлять процессом из здания;

направляющие рельсы — для точной установки сменного контейнера к стационарному прессу.

Во избежание примерзания отходов ко дну пресс-контейнера оборудование оснащается обогревом днища. Бороться с неприятным запахом и бактериями помогает озоновый освежитель воздуха.

Таблица 1

Техническая характеристика мобильных компакторов

Параметр	EMC Mini	EMC Compact	EMC Mega
Сила давления плиты, тс	20/30/35		
Объем, м^3	8,10, 12	12, 14, 16, 20, 22, 24	12, 14 16, 20, 22, 24
Мощность двигателя, кВт	4,0/5,5/7,5		
Напряжение питания, В	230/400/600		

Таблица 2

Техническая характеристика стационарных компакторов

Параметр	ESC Compact	ESC Mega	EC сменный контейнер
Сила давления плиты, тс	20/30/35/45		—
Объем, м^3	—	—	15, 20, 30, 35, 40
Мощность двигателя, кВт	4,0/5,0/7,5/22		—
Напряжение питания, В	230/400/600		—

Таблица 3

Основные технические данные системы крюкового захвата

Показатели	HKS-20	HKS-24	HKS-30
Грузоподъемность, т	20	24	30
Длина (в зависимости от длины шасси), м	5,25—6,25	5,25—6,25	5,25—6,25
Высота шасси, мм	195—260	195—260	195—260
Высота крюка, мм	1450/1570	1450/1570	1450/1570
Угол загрузки, °	50	50	50
Горизонтальное перемещение крюка, мм	1100	1100	1100

Техническая характеристика пресс-контейнеров приведена в табл. 1 и 2.

Для оптимизации процесса транспортирования концерн предлагает следующие виды спецтехники. При больших объемах образующегося вторсырья наиболее оптимальным является сбор с использованием контейнеров и транспортирование при помощи машин, оснащенных системой крюкового захвата (табл. 3). Система крюкового захвата HKS может быть установлена на двух-, трехили четырехосное шасси любого типа (рис. 3).

Автомобиль, оснащенный системой HKS, способен снимать контейнер, оставляя его на площадке под загрузку, производить подъем и установку груженого контейнера на шасси и его опорожнение. Таким образом, для работы с пресс-контейнером не требуется дополнительное оборудование, все операции производятся одной и той же машиной, при этом водитель не покидает кабины, что делает процесс удобным и быстрым.

Использование системы крюкового захвата особенно выгодно фирмам-перевозчикам, поскольку она практически универсальна. При наличии сменных кузовов другого типа или иного оснащения (насадок) автомобиль может выполнять также работу самосвала, контейнеровоза, бортовой, поливомоечной, пескоразбрасывающей машины, металловоза, перевозчика строительных материалов и техники, эвакуатора и т. д.

Преимущества использования системы крюкового захвата:

- значительное сокращение времени погрузки/разгрузки;
- простота, удобство и безопасность эксплуатации;
- маневренность при установке компактора/контейнера (позволяет устанавливать в удаленное от автомобиля место, например, в арку или туннель);
- многофункциональность (одно шасси можно использовать для различных работ).

В целях экономии времени и средств наиболее выгодным будет использование не просто автомобиля, а целого автопоезда, состоящего из тягача, оснащенной системой крюкового захвата, и прицепа (трейлера).

Система HKS позволяет установить компактор как на базовое шасси, так и на прицеп, при этом весь процесс занимает не более 5 мин. Поскольку при использовании автопоезда транспортируются сразу два или три компактора или сменных контейнера

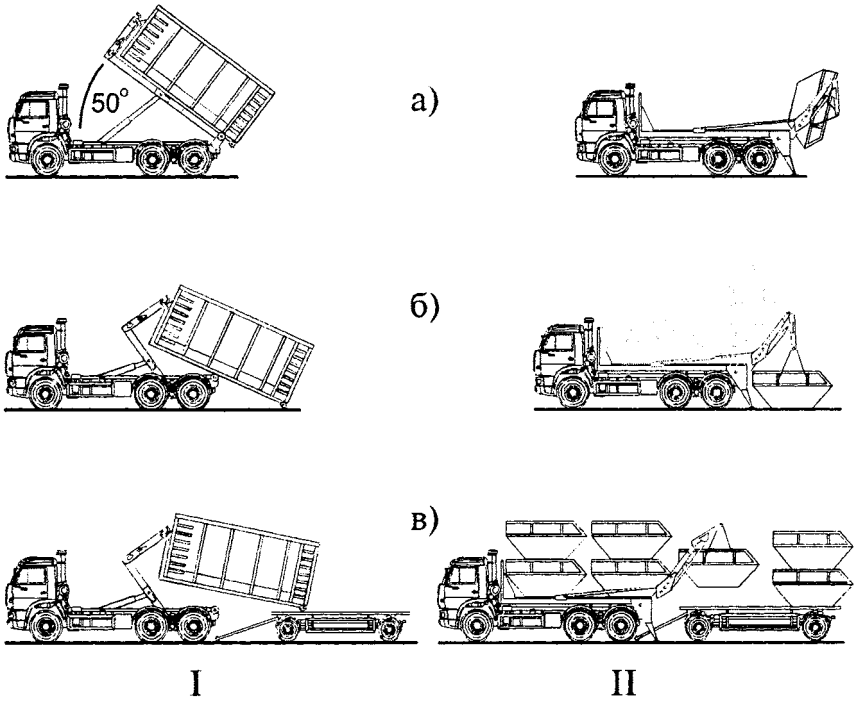


Рис. 3. Системы крюкового захвата HKS (I) и лифтдампер (II):

а — опорожнение; б — установка/подъем на шасси; в — установка на прицеп

Таблица 4

Основные технические данные прицепов

Показатели	LVS-20 2-осный	LVS-29 3-осный	LVS-38 4-осный
Грузоподъемность, кг	2 × 10 000	3 × 10 000	4 × 11 000
Длина с дышлом, мм	9090	9090—11 9000	15 230
Ширина, мм	2500	2500	2500
Высота, мм	1070	1260	1260

Таблица 5

Основные технические данные системы лифтдамер

Показатели	LDS-18 с фиксированной рамой	LDS-18 с раздвижной рамой
Грузоподъемность, кг	18 000	18 000
Ширина, мм	2545	2545
Длина, мм, в положении:		
собранном	4250—5750	4250—5750
раздвинутом		5750—7250
Максимальный объем контейнера, м^3	20	20

(в зависимости от их объема и длины прицепа), объем вывозимого материала значительно больше, чем при стандартном вывозе.

Один автопоезд может заменить три специализированных автомобиля, позволяя в несколько раз увеличить объем вывозимого материала и одновременно значительно снизить все расходы (топливо, техническое обслуживание, штат работников, количество единиц техники и т. д.), связанные с транспортированием (табл. 4).

Преимущества использования прицепов:

- снижение затрат на перевозку компакторов/контейнеров;
- сокращение единиц техники (штат работников, техническое обслуживание, разрешения и т. д.);
- возможность использования с различными видами контейнеров;
- простота эксплуатации и технического обслуживания;
- уменьшение загрязнения воздуха и окружающей среды.

Транспортирование компакторов может также осуществляться при помощи **системы лифтдампер (LDS)**, установленной на автомобиль или входящей в состав автопоезда (рис. 3, II). В тех случаях, когда приходится устанавливать компактор малого объема 8—12 м^3 на ограниченных пространствах, его установка и погрузка при помощи системы крюкового захвата может осложняться отсутствием места для маневрирования, потому наиболее удобным будет использование системы лифтдампер (табл. 5).

На автопоезде, оснащенном системой лифтдампер, можно транспортировать два или три компактора одновременно, при этом система LDS сначала устанавливает пресс-контейнер на прицеп, а затем еще один на базовое шасси. Процесс занимает 10 мин.

По сравнению с системой крюкового захвата система лифтдампер обладает меньшей маневренностью (установка в туннель или под арку невозможна), загрузка компактора на шасси требует больше времени (водителю необходимо вручную осуществить захват контейнера цепями).

При небольших объемах образующегося вторсырья установка компакторов нецелесообразна и, как правило, сбор производится в специальные контейнеры, которые затем опорожняются при помощи машин боковой или задней загрузки.

(По материалам концерна Ecopress)

АВТОМОБИЛИ СТРОИТЕЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ НА ВЫСТАВКЕ СТТ'2007

Рисунки 1—11 см. на 1-й полосе обложки

Самое значимое событие на рынке строительной, подъемно-транспортной, дорожной, горнодобывающей техники в России, СНГ и Восточной Европе — 8-я Международная специализированная демонстрационная выставка "Строительная Техника и Технологии'2007" (СТТ'2007) прошла в июне 2007 г. в МВЦ "Крокус Экспо" в Москве.
Впервые в отдельную экспозицию выделен специальный раздел выставки — "Автомобили в строительстве".

Все восемь лет существования выставка СТТ стремительно двигается по пути своего развития. Рост открытых и внутренних экспозиций, появление все новых и новых участников среди зарубежных и отечественных производителей не дают право останавливаться на достигнутых позициях.

Организаторы выставки развивают сотрудничество с зарубежными партнерами, ассоциациями, российскими организациями, государственными структурами.

И именно поэтому компания МЕДИА ГЛОБ (Россия) — официальный традиционный организатор мероприятия, пригласила в качестве партнера Международное подразделение MESSE MUNCHEN INTERNATIONAL (IMRG), которое планирует и проводит одну из крупнейших мировых выставок строительной техники в Германии — "ВАИМА".

Свыше 90 000 м^2 (брутто) выставочных площадей характеризуют 8-ю Международную выставку "Строительная Техника и Технологии'2007" как крупнейшее мероприятие подобного рода на территории России и других стран СНГ. Ежегодно выставка СТТ собирает ведущих производителей и поставщиков строительной техники, оборудования и услуг. Авторитет выставки подтверждается количественным и качественным составом участников, в числе которых крупнейшие иностранные и отечественные производители строительной техники.

Из года в год объем выставочных площадей, число компаний-участниц и количество посетителей растут. Площадь брутто выставки в этом году выросла более чем на 50 %. В выставке приняли участие свыше 700 компаний из 20 стран мира.

Нововведением выставки СТТ'2007 стало выделение в отдельный зал внутри павильона специального раздела выставки, демонстрирующего индустриальную автомобильную технику строительного назначения.

Большие площади заняли западные компании, представители "Большой семерки" — Volvo Trucks, Renault, Scania, Iveco, DAF, Tatra, MAN, Ford. Широко была представлена тяжелая автотехника строительного назначения китайского производства (FAN, DONG FENG) и корейская техника Hyundai.

Лидеры отечественного и других стран СНГ автопрома были представлены экспонатами для строительного назначения компаниями: "Группа ГАЗ" (УралАвто), МАЗ, АвтоКрАЗ.

СТТ ведущие автопроизводители выбирают как место для презентаций своих новых разработок в строительной индустрии, а также для проведения важных деловых мероприятий.

В этом году производителями автомобильной техники традиционно был представлен ряд новинок.

Компания Volvo Trucks (Швеция). На экспозиции представлен полностью обновленный модельный ряд — новые Volvo FM, Volvo FL и Volvo FE.

За 2006 г. рост импорта в Россию тяжелых грузовых автомобилей составил 82 % и достиг 2 436 автомобилей, в том числе Volvo FM — 1 302 ед.; Volvo FL/FE — 332 ед.; Volvo FH — 802 ед. На заводе Volvo в Зеленограде в 2006 г. был собран 1000-й грузовой автомобиль — результат работы предприятия на протяжении трех лет. В прошедшем году было собрано 400 автомобилей, из них Volvo FM 4 × 2 — 84 ед., Volvo FM 6 × 4 — 284 ед., Volvo FM 8 × 4 — 32 ед.

Компания "Рено Тракс Восток" (Франция). Впервые официально представила две взаимодополняющие гаммы автомобилей для строительства — обнов-

ленные автомобили "Рено Керакс" — для использования в трудных условиях российских строек и "Рено Ландер" — автомобили для транспортировки и доставки для строек грузов по сложным дорогам.

Мобильность, маневренность, прочность, высокая грузоподъемность, комфорт, низкий расход топлива — вот новые предложения компании во всех моделях. Это также и новая передняя часть кабины, символизирующая мощность, новая радиаторная решетка, новый буфер, обтекатели против грязи, аксессуары, повышающие комфорт, и многое другое. В автомобилях используется новое поколение двигателей мощностью 240—450 л. с. — DXit DXitt.

Технические характеристики нового автомобиля "Ландер" (увеличенный дорожный просвет, усиленная подвеска и другие преимущества) — позволяют использовать его даже в самых сложных условиях (особенно в регионах Урала и Сибири). Планируется поставить в Россию в 2007 г. около 100 автомобилей-тягачей "Рено Ландер".

В 2006 г. фирма "Рено Тракс" поставила в Россию 565 грузовых автомобилей, в том числе 442 тягача Премиум и 123 шасси Рено Керакс (увеличение на 121 % по сравнению с 2005 г.).

Компания "Scania" (Швеция). Отметилась самосвалом новой концепции P380 CB6x4EHZ, сделанным специально для России. На автомобиль устанавливается новый двигатель рабочим объемом 12 л, мощностью 380 л. с., что положительно влияет на тягово-динамические показатели автомобиля и улучшает его топливную экономичность (рис. 1).

В 2006 г. компания "Scania" продала в России 2 820 машин, что составило 31,2 % общего числа проданных в России новых тяжелых грузовых автомобилей основными импортерами (на 2,2 % больше, чем в 2005 г.). Самыми продаваемыми на российском рынке остаются седельные тягачи семейства Griffin (поставлено более 3 тыс. единиц).

Компания "Iveco S. p. A" (Италия). На выставке было представлено семейство самосвалов и строительных грузовых автомобилей Trakker. Техническая характеристика их приведена в табл. 1.

Концепция конструкции автомобиля Trakker предусматривает высокие производительность, прочность, надежность и максимальную простоту эксплуатации.

Высокий крутящий момент при низкой частоте вращения коленчатого вала двигателя, прочное шасси, высокий дорожный просвет и большие углы въезда/съезда обеспечивают отличные ходовые качества в самых неблагоприятных условиях. Всего семейство насчитывает более 60 моделей и модификаций (рис. 2).

За 2006 г. объем импорта в Россию новых тяжелых грузовых автомобилей Iveco составил 979 ед. и увеличился на 12 % по сравнению с 2005 г. Доля рынка грузовых автомобилей Iveco в 2006 г. составила 10,8 % объема основных импортеров.

Концерн DAF Trucks (Нидерланды). На выставке концерн представил самосвал и шасси DAF FAD CF85 (8 × 4). Отличительные критерии грузовых автомобилей DAF — низкие эксплуатационные расходы, максимальное удобство для водителя и высокая надежность. Автомобили комплектуются двигателем XE250C рабочим объемом 12,6 л, мощностью 340 л. с. Объем кузова автомобиля DAF FAD CF85 составляет 20 м^3 (рис. 3).

За 2006 г. объем импорта в Россию новых тяжелых грузовых автомобилей DAF составил 143 ед. против 65 ед. в 2005 г. Доля рынка автомобилей DAF в 2006 г. составила 2 % объема основных импортеров.

Таблица 1

Наименование	AD380T38H	AD410T42H	AT720T44T
Тип	Самосвал	Самосвал	Седельный тягач
Колесная формула	6 × 4	8 × 4	6 × 4
Колесная база, мм	3500/1380	4250/1380	3200/1380
Грузоподъемность, кг	23 850	33 000	29 000 (нагрузка на седло)
Рабочий объем кузова, м^3	15	18	—
Максимальная полная масса, кг	38 000	41 000	85 000 (автопоезд)
Максимальная нагрузка на оси, кг	8500/30 000	8500/8500/32 000	9000/32 000
Двигатель	Cursor 13F36 Евро-3	Cursor 13F36 Евро-3	Cursor 13F36 Евро-3
Максимальная мощность, л. с./мин$^{-1}$	380/1900	420/1900	440/1900
Полный рабочий объем, л	12,9	12,9	12,9
Максимальный крутящий момент/частота вращения, Н • м/мин$^{-1}$	1800/1000—1500	1800/900—1500	1900/900—1500
Удельный расход топлива на максимальной мощности, г/(кВт • ч)	196	215	225
Коробка передач	ZF16 181, механическая	ZF16 181, механическая	ZF16 181, механическая
Передняя и задняя подвеска	Механическая	Механическая	Механическая
Передние тормозные механизмы	Барабанные	Барабанные	Дисковые
Задние тормозные механизмы	Барабанные	Барабанные	Барабанные
Емкость топливного бака, л	300	300	400
Дорожный просвет, мм	304	304	304

Фирма Tatra a. s. (Чехия). Грузовая автомобильная техника на выставке представлена самосвалом модельного ряда Т 163, автомобилем Tatra 163—380 SK4 6 × 6,2 с кузовом односторонней задней разгрузки. Технические характеристики: грузоподъемность 20 т, полная масса автомобиля 33 т, обогреваемый кузов объемом 12—14 м^3, двигатель с воздушным охлаждением мощностью 370—408 л. с.

За многие годы эксплуатации в России грузовые автомобили марки Tatra зарекомендовали себя с положительной стороны, особенно в условиях крайнего Севера и Сибири. Относительно простая, надежная и в своем роде уникальная конструкция обеспечивает высокую проходимость по бездорожью и продолжительный срок службы в тяжелых климатических и дорожных условиях России (рис. 4).

Группа MAN (Германия). Строительная автомобильная техника на выставке была представлена двумя экспонатами: самосвалом MAN TGA 40. 410 6 × 6 BB — WW с кузовом HYVA объемом 14 м^3 и шасси MAN TGA 33.350 6 × 4 BB- WW с кузовом Meiller объемом 15 м^3.

Техническая характеристика автомобилей MAN серии TGA приведена в табл. 2.

Грузовые автомобили MAN TGA обладают высокой топливной экономичностью, комфортом и безопасностью (рис. 5).

В 2006 г. объем импорта в Россию новых тяжелых грузовых автомобилей MAN составил 1458 ед. против 515 ед. в 2006 г. Доля рынка грузовых автомобилей MAN в 2006 г. составила 16,0 % объема основных европейских импортеров тяжелой техники, что позволило компании войти в тройку европейских лидеров продаж новой грузовой техники на российском рынке. Большая часть реализованных автомобилей MAN приходится на модельный ряд TGA — 1290 ед.

Компания Ford (США). На стенде представлены автомобили Ford Cargo — новинка на российском рынке грузовых автомобилей. Машины имеют пробег 15 млн км при испытании на прочность и надежность. Техника Ford Cargo обладает современным стильным дизайном, а также является признанным мировым эталоном надежности, экологичности, безопасности и комфорта.

В экспозиции демонстрировались две разработки Ford Carco — самосвал и седельный тягач.

Техническая характеристика экспонатов Ford Carco (США) приведена в табл. 3.

Китайские автопроизводители строительной техники. Представлены автомобильной техникой — большой грузоподъемности грузовыми автомобилями компаний Dongfeng и FAW Trucks.

В экспозиции компании Dongfeng — самосвал Gongfend DFL 3251A грузоподъемностью 20,7 т с дизелем двигателем мощностью 300, 340, 375 л. с. фирмы Cummins (рис. 6). Колесная формула 6 × 4. Объем самосвальной платформы 16 м^3.

Концерн FAW (China First Automotive Group Corp) — ведущее автомобилестроительное предприятие Китая производит около 300 тыс. грузовых и пассажирских автомобилей. В планах компании FAW поставить в Россию в 2007 г. не менее 8 тыс. грузовых и коммерческих автомобилей марки FAW. На выставке было представлено две модели автомобиля-самосвала (рис. 7).

Техническая характеристика автомобилей-самосвалов FAW дана в табл. 4.

Таблица 2

Наименование	MAN TGA 40.410 6 × 6 BB-WW	MAN TGA 33.350 6 × 4 BB-WW
Назначение	Самосвал	Шасси
Кабина	М	М
Межосевое расстояние, мм	3600	3200
Свес, мм	800	800
Допустимая общая масса, кг	40 000	33 000
Объем кузова, м^3	14	15
Двигатель:	D22866LF-28	D2066LF-03
мощность, л. с.	410	350
рабочий объем, л	12	12
Коробка передач	Механическая ZF16S182OD, 16 передач	Механическая ZF16S182OD, 16 передач

Таблица 3

Наименование	34300	1830T
Назначение	Самосвал	Седельный тягач
Масса сопряженного автомобиля, кг	8985	7160
Полная масса, кг	26 000	40 000
Дизель с турбонаддувом	Ford-Ecotorq	Ford-Ecotorq
мощность/частота вращения, л.с./мин$^{-1}$	300/2400	300/2400
рабочий объем, см^3	7330	7330
Радиус поворота, м	9	7,5

Таблица 4

Параметры	FAW 3253	FAW 3310
Грузоподъемность, кг	19 000	25 000
Масса снаряженного автомобиля, кг	14 720	17 870
Полная масса автомобиля, кг	33 720	42 870
Колесная формула	6 × 4	8 × 4
Габаритные размеры, мм	8585 × 2490 × × 3120	10 080 × 2490 × × 3280
Минимальный диаметр разворота, м	18	20,5
Дизель:	CA6DU-28 с турбонаддувом	CA6DLI-28 с турбонаддувом
мощность, л. с.	280	280
рабочий объем, л	7,7	7,7
стандарт по выпуску	Евро-2	Евро-2

Таблица 5

Показатели	HD270 GUMP	HD 260
Назначение	Самосвал	Шасси
Размеры шасси (длина × ширина × × высота)	7635 × 2495 × × 2980	9635 × 2495 × × 2910
Колесная база, мм	3290 × 1300	4350 × 1300
Объем самосвальной платформы, м^3	10	—
Масса снаряженного автомобиля, кг	11 060	8195
Минимальный радиус поворота, м	7,5	8,1
Двигатель:	D6AC	D6AC
мощность, л. с.	340	340
рабочий объем, см^3	11 149	11 149
Трансмиссия	M12S6	M12S6

Корпорация Hyundai (Корея). На стенде полностью было представлено три экспоната тяжелых автомобилей для строительной индустрии, пополнивших модельный ряд 2007 г.: самосвалы HD 270 GUMP, HD 260 (короткая база) и автобетоносмеситель HD 270 MIXER (рис. 8). Техническая характеристика автомобилей самосвалов и шасси Hyundai (Корея) представлена в табл. 5.

Экономичность и надежность, простота эксплуатации, присущие автомобилям Hyundai, позволили им отлично зарекомендовать себя на строительных площадках и автомобильных дорогах.

"Группа ГАЗ". В рамках Дивизиона "Спецтехника" были представлены самосвалы производства УралАЗ (г. Миасс): автомобиль-самосвал Урал-63685 (6 × 4) с задней разгрузкой, грузоподъемностью 20 т и дизелем ЯМЗ-7601 с турбонаддувом, номинальной мощностью 300 л. с., Евро-2; автомобиль-самосвал "Урал-6563" (8 × 4) с задней разгрузкой грузоподъемностью 25 т и дизелем ЯМЗ-7511 с турбонаддувом номинальной мощностью 400 л. с., Евро-2 (рис. 9).

Ресурс автомобилей-самосвалов до капитального ремонта составляет 600 тыс. км.

Новые автомобили-самосвалы — достойные представители грузовых автомобилей "Урал", предоставляющие своим потребителям высокий уровень качества и безопасности.

В 2006 г. ООО "Ивеко-УралАЗ" произвел 195 большегрузных грузовых автомобилей, что превысило выпуск 2005 г. в 1,5 раза. Производство грузовых автомобилей на ОАО "УралАЗ" также возросло в 2006 г. на 29,3 % по сравнению с 2005 г. и достигло 9420 машин.

РУП "Минский автомобильный завод" (Республика Беларусь). Один из крупнейших производителей автомобильной техники в мире представил на выставке последнюю разработку в номенклатуре самосвалов и самосвальных автопоездов — самосвальный автопоезд МАЗ-643008 — 953000 (6 × 4) (рис. 10).

Основной тяговый автомобиль автопоезда — трехосный тягач МАЗ-643008. Объем платформы 45 м^3, допустимая полная масса автопоезда 52 т. В силовом агрегате используется двигатель ЯМЗ-7511.10 мощностью 400 л. с. Автомобильная техника полностью соответствует требованиям европейских стандартов Евро-2 и Евро-3.

Холдинговая компания "КРАЗ" (Украина). Демонстрировала на выставке наиболее популярную у строительных компаний и предприятий добывающей промышленности самосвал КрАЗ-65055 "Прораб". Его производство увеличилось по сравнению с 2005 г. в 4,1 раза (до 1036 ед.). Всего продажи автомобилей КрАЗ в 2006 г. составили 4008 ед., что в 1,2 раза больше, чем за аналогичный период 2005 г., наиболее успешного в новой истории компании.

В рамках нового подхода к узнаваемости автомобили КрАЗ в дополнение к цифровым индексам получили имена собственные. Автомобили строительного назначения, помимо представленного на выставке КрАЗ-65055 "Прораб", приобрели новые имена: самосвал КрАЗ-7133С4 — "Бригадир", самосвал КрАЗ-6510 — "Горняк", седельный тягач КрАЗ-6443 — "Докер", КДН КрАЗ-6510 ДМ — "Дорожник", автобетоносмеситель КрАЗ-6233Р4 — "Строитель" (рис. 11).

ООО "Кременчугский автосборочный завод" — сосед ХК "КрАЗ" наладил сборку широкой гаммы китайских грузовых автомобилей FAW полной массой 3—30 т.

На производственных мощностях корпорации "УкрАвто" успешно собирают грузовые автомобили TATA и Dong Feng.

Техническая характеристика автомобилей-самосвалов КрАЗ-65055 "Прораб" приведена в табл. 6.

Автомобили-самосвалы семейства КрАЗ-65055 "Прораб" с усиленной задней подвеской предназначе-

Таблица 6

Параметры	Модификации		
	040	052	063
Колесная формула	6 × 4	6 × 4	6 × 4
Масса снаряженного автомобиля, кг	12 300	12 500	13 000
Полная масса автомобиля, кг	28 400	30 600	31 100
Грузоподъемность, кг	16 000	18 000	18 000
Объем платформы, $м^3$	10,5	12	16
Дизель	ЯМЗ-238Д	ЯМЗ-238Д	ЯМЗ-238Д
V-образный с турбонаддувом:	ЯМЗ-238ДЕ2	ЯМЗ-238ДЕ2	ЯМЗ-238ДЕ2
мощность, л. с.	330	330	330
рабочий объем, л	14,86	14,86	14,86
Максимальная скорость, км/ч	90	90	75
Радиус поворота, м	11,0	11,0	11,0

ны для перевозки строительных сыпучих и навалочных грузов по всем видам дорог.

В рамках выставки СТТ'2007 был представлен уникальный проект — Всероссийский пробег коммунальной техники от Санкт-Петербурга до Иркутска через 25 крупнейших российских городов.

В заключении следует отметить, что четкая профессиональная направленность, испытанная концепция, продуманная и мощная рекламная поддержка выставки подтвердили статус выставки СТТ как "Главной выставки строительных машин", собрания мировых лидеров строительной индустрии в Москве.

Заслуживает поддержки выделение в специальный раздел выставки "Автомобили в строительстве", позволившее глубже узнать тенденции развития автомобильной строительной техники и потребности клиентов.

Е. С. Добринский
(Академия проблем качества РФ),
В. А. Сеин (ОАО "АСМ-холдинг")

Начало на с. 44

"Кодекс законов о труде, нормативные акты содержат, казалось бы, все. Но существует еще моральная ответственность любого руководителя, которая никогда в подобных документах не прописывается", — сказал Юрий Клочков.

В "Кодекс чести" заложены не только моральная ответственность руководителя любого уровня за свою работу, но и внешний вид, стиль поведения, взаимоотношения с другими руководителями и подчиненными, рабочее время (не регламентируемое) и многое другое.

В целом документ короткий, емкий и предельно ясный. Вот несколько пунктов, на которые следует обратить особое внимание:

"**10. Подарки и поощрения.** Руководители не вправе принимать подарки, услуги, иные поощрения от конкурентов, клиентов, физических лиц, если они противоречат корпоративной этике, культуре, интересам организации, превышают 3000 рублей и могут быть истолкованы как взятка или "откат".

11. Оценка работы руководителя. Перед каждым руководителем ставится четкая цель на текущий период. Текущая работа руководителя оценивается по показателям достижения этих целей. Устанавливается тесная связь размера оплаты с результатами труда.

12. Возрастной ценз руководителя. В целях сохранения здоровья руководителей, достигших пенсионного возраста (мужчины 61 год, женщины 56 лет), предлагается их перевод на менее ответственные и напряженные участки работ: использование их опыта в качестве консультантов, наставников, экспертов".

Разумеется, документ носит рекомендательный, а не законодательный характер, но, подписывая его вместе с трудовым договором, любой пришедший на предприятие руководитель будет знать, "на что он подписывается".

Первые по зарплате

По итогам работы за 7 месяцев 2007 г. ОАО "КАМАЗинструментспецмаш" реализовано товарной продукции на 1 млрд 437,5 млн руб., что составило 104 % к финансовому плану и 149,2 % к аналогичному периоду прошлого года

Достижения связаны с происходящими на КИСМе преобразованиями, в частности, внедрением нового вида бизнеса — сервисного обслуживания инструментом. По итогам 7 месяцев этого вида услуг реализовано на 290 млн руб.

За 7 месяцев предприятием уплачено 241 млн руб. налогов в бюджеты всех уровней и во внебюджетные фонды, в том числе единый социальный налог на сумму 92 млн руб.

В июле средняя заработная плата по КИСМу составила более 16 тысяч рублей. Предприятие — на первом месте по уровню средней заработной платы по КАМАЗу.

Отдел по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ"

А. С. Мелик-Саркисьянц

РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИЙ РАЗГРУЖАЮЩИХ УСТРОЙСТВ САМОСВАЛОВ

Перевозки сыпучих и навалочных грузов составляют значительную часть общего объема автотранспортных перевозок. Ручная разгрузка кузова при перевозках таких грузов, как земля, песок, уголь и др., требовала больших физических усилий и времени. Поэтому автомобили с устройствами для облегчения разгрузки появились вскоре после начала серийного производства грузовых автомобилей.

По сохранившимся сведениям в 1910— 1912 гг. фирмы американская "Никс", немецкая "НАГ", французская "Ариес" серийно выпускали грузовые автомобили с кузовами, наклонявшимися назад для разгрузки сыпучих грузов.

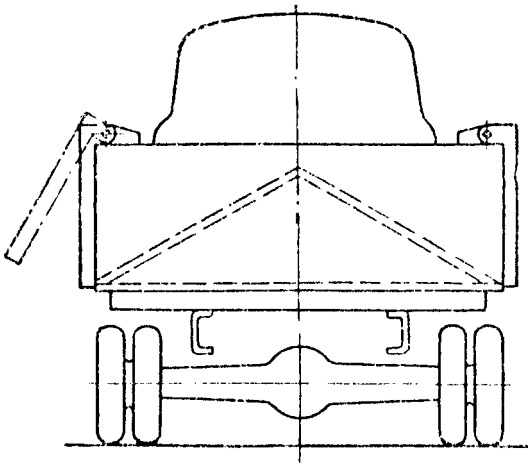


Рис. 1. Схема установки наклонных щитов в кузове грузового автомобиля для саморазгрузки сыпучих грузов

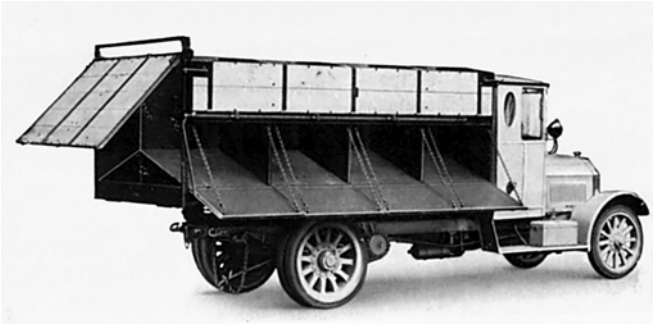


Рис. 2. Саморазгружающийся кузов бункерного типа фирмы "Armin Tenner" на шасси Vomag, Германия, 1925 г.

В нашей стране производство самосвалов было начато в 1934 г.

В 30-х годах прошлого века, когда в Советском Союзе осуществлялись грандиозные стройки первых пятилеток и приходилось перемещать огромные объемы грунта, многие автохозяйства своими силами переделывали кузова серийных грузовых автомобилей для облегчения разгрузки сыпучих грузов.

Сейчас известно множество вариантов устройств, механизирующих процесс разгрузки: от простейших приспособлений до сложных гидравлических систем современных автомобилей-самосвалов.

Для удобства рассмотрения развития конструкций разгружающих устройств их можно разделить на указанные ниже группы, объединенные по общему принципу работы.

Бункерные самосвалы

К этой группе могут быть отнесены автомобили, прицепы и полуприцепы-самосвалы, у которых кузова (бункеры) жестко закреплены на раме и при разгрузке не наклоняются. Рассмотрим типичные примеры.

В начале 30-х годов прошлого века, когда в России автосамосвалы еще не выпускались, на строительстве канала имени Москвы внутри кузова грузового автомобиля ЗИС-5 укрепляли два наклонных деревянных щита, обитых железом. При открывании бортов груз ссыпался на боковые стороны. Схема такого устройства показана на рис. 1. Недостатки устройства очевидны — это уменьшение полезного объема кузова и разгрузка только на боковые стороны.

Вариант бункерного самосвала заводского изготовления показан на рис. 2. Промышленное применение получили автомобили, прицепы и полуприцепы бункерного типа с донной разгрузкой (рис. 3). Они применяются при массовых перевозках угля, руды, сельскохозяйственных продуктов. В дорожном строительстве из таких кузовов удобно равномерно распределять сбрасываемый груз на определенной площади.

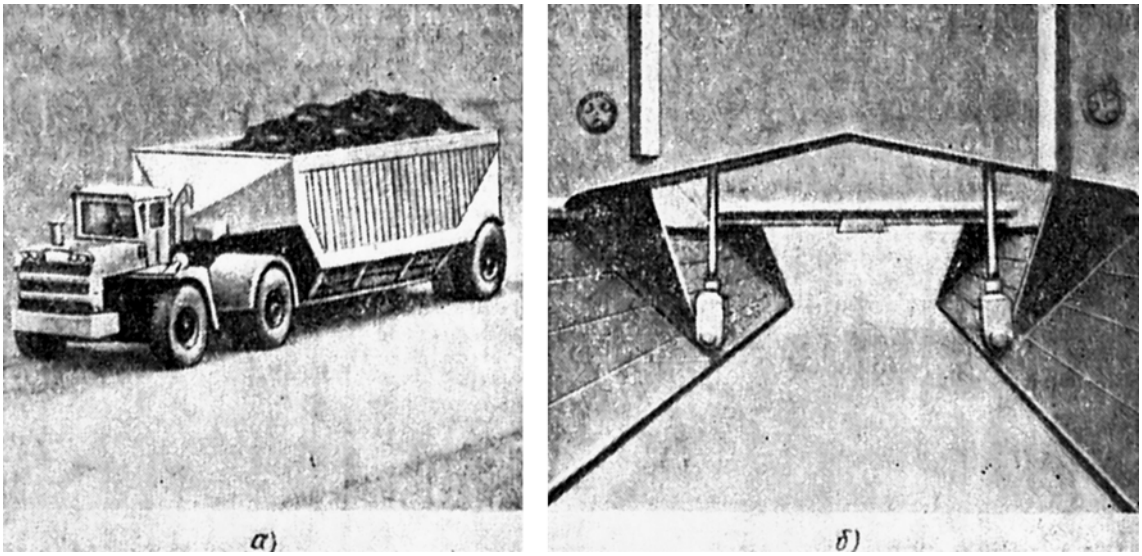


Рис. 3. Бункерный полуприцеп с донной разгрузкой:

а — общий вид полуприцепа; б — двухстворчатое днище, открывающееся при помощи гидроцилиндров

Кроме "самоссыпающихся", существуют бункерные кузова с принудительной разгрузкой. Распространение получили бункерные кузова со шнековой и пневматической разгрузкой для перевозки пылевидных, порошкообразных и сыпучих грузов: муки, цемента, извести тонкого помола, гипса, зерна и др.

Полуприцепы со шнековой разгрузкой (рис. 4) имеют на дне один или два продольных лотка, в которых смонтированы винтовые конвейеры-шнеки. При вращении шнеков груз перемещается к выгрузным люкам, снабженным мягкими рукавами для направления груза в грузоприемные устройства. Вращение шнеков может осуществляться от двигателя, устанавливаемого в передней части полуприцепа, от гидромотора, от масляного насоса, расположенного на тягаче, от электродвигателя, питаемого от генератора автомобиля. Возможно также использование стационарных источников энергии на месте разгрузки.

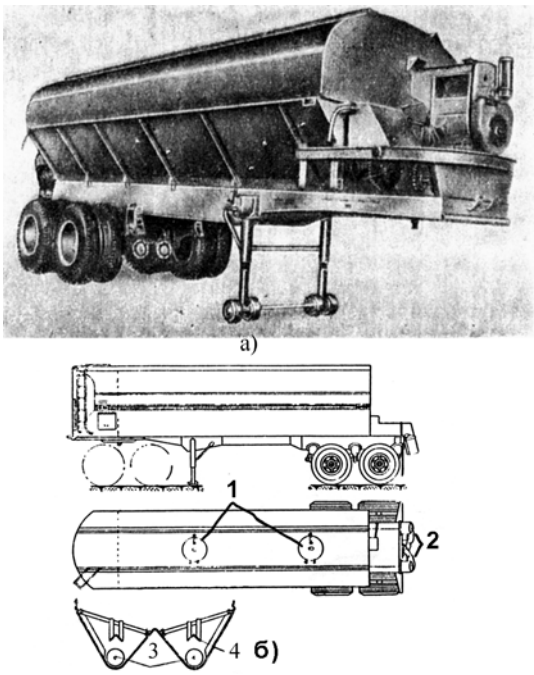


Рис. 4. Полуприцеп с шнековой разгрузкой бункера:

а — общий вид полуприцепа; б — схема полуприцепа; 1 — загрузочные люки; 2 — разгрузочные рукава; 3 — шнеки; 4 — козырьки

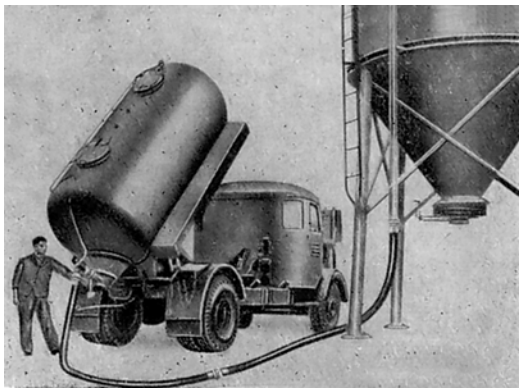


Рис. 5. Автомобиль-цементовоз с пневматической разгрузкой

Автомобиль с пневматической разгрузкой (рис. 5) имеет продувную камеру, расположенную в задней части кузова. Воздух в камеру подается от компрессора, расположенного на автомобиле. Кузов для улучшения разгрузки автомобиля наклоняется назад гидроцилиндрами или имеет постоянный наклон. Груз при разгрузке автомобиля может подни-

маться потоком сжатого воздуха в приемные бункеры, расположенные выше разгружаемого кузова. Приемные бункеры снабжаются устройствами для разделения потока воздуха и разгружаемого материала. Автомобиль с пневматической разгрузкой, например, цементовоз, можно также загружать со склада путем всасывания цемента через заборный шланг. При этом в цистерне с помощью компрессора предварительно создается разрежение.

В сельском хозяйстве нашли применение прицепы с конвейерным дном, в которых груз сбрасывается движущимся по дну прицепа конвейером, состоящим из трех замкнутых цепей с прикрепленными к ним поперечными планками. Привод конвейера осуществляется гидромотором или при тракторной тяге валом отбора мощности. Ранее применялся и ручной привод.

Упомянем и такие разгрузочные устройства, как телескопические кузова и кузова с подвижным щитом. Телескопический кузов самосвала состоит из отдельных секций, поперечное сечение каждой последующей секции меньше поперечного сечения предыдущей. При разгрузке передние секции надвигаются на задние, сталкивая груз назад. Перемещение секций осуществляется гидроцилиндрами двухстороннего действия. Постепенное равномерное ссыпание груза с постоянной высоты удобно при выгрузке на ленточной транспортер. Телескопические кузова позволяют механизировать разгрузку не только сыпучих и навалочных грузов, но и товаров, упакованных в различную тару (ящики, корзины, мешки и т. д.).

В автомобилях со сбрасывающим груз подвижным щитом последний перемещается в кузове от переднего борта по направляющим при помощи цепей или тросов, приводимых в движение от двигателя автомобиля.

Самосвалы с кузовами вагонеточного типа

Такие самосвалы появились в начале XX века. Способ разгрузки кузова был заимствован с шахтных вагонеток. На шасси грузовика таких "вагонеток" могло быть две (рис. 6); опрокидывались они только на боковые стороны под действием веса груза. Возврат порожнего кузова в транспортное положение осуществлялся вручную. Недостатком было и то, что груз высыпался из кузова не полностью.

"Потомком" вагонетки с более "хитрой" кинематикой шарнирного механизма стал думпкар, долго используемый в строительстве (рис. 7 и 8). В чем же "хитрость" его самоопрокидывающегося кузова? Центр тяжести загружаемого кузова смещен от точки опоры кузова (в транспортном положении) в сторону разгрузки. При отпирании замка происходит разгрузка. Угол опрокидывания кузова обычно составлял 70—90° и ограничивался тягами с пружинами. Центр тяжести порожнего кузова смещался по отношению к новой точке опоры так, что кузов стремился вернуться в горизонтальное, транспортное положение. Начальный толчок для быстрого возврата кузова создавали пружины на тягах. А если кузов с грузом не опрокидывался после отпирания замков, ему сообщался первоначальный толчок рывком машины вперед.

В ряде случаев для удаления остатков груза на дно кузова укладывали стальной лист, прикрепленный цепями к переднему борту кузова.

Принцип самоопрокидывания кузова был применен на самосвале ГАЗ-410 (рис. 9), который был спроектирован на Горьковском автомобильном заводе в 1936 г. Оригинальная система рычагов и пружин обеспечивала полную механизацию разгрузки и возврат кузова в транспортное положение.

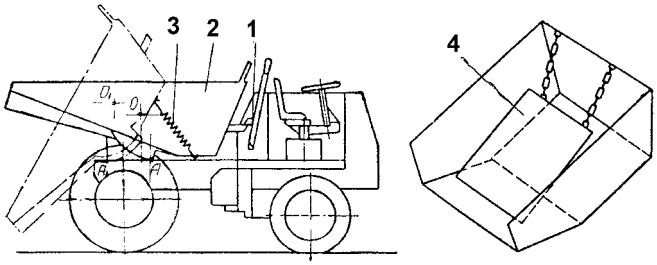


Рис. 7. Схема думпкара:

1 — замок; 2 — кузов; 3 — тяга с пружиной; 4 — сбрасывающий лист; A, A_1 — точки опоры; O, O_1 — положения центра тяжести

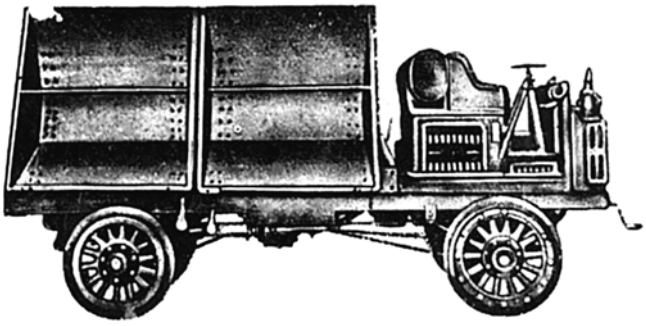


Рис. 6. Самосвал с саморазгружающимся кузовом вагонеточного типа. Начало XX века

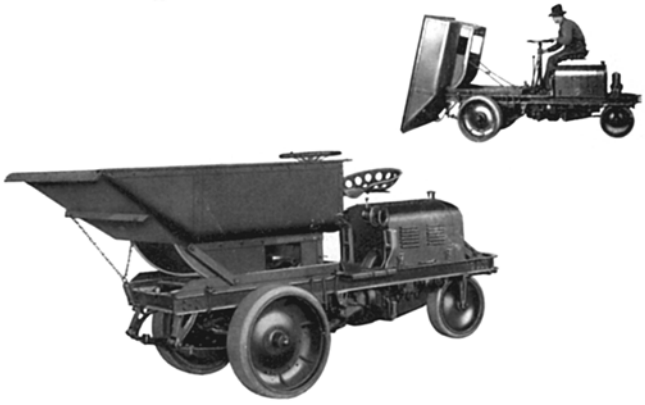


Рис. 8. Думпкар фирмы "Clark", США, 1925 г.

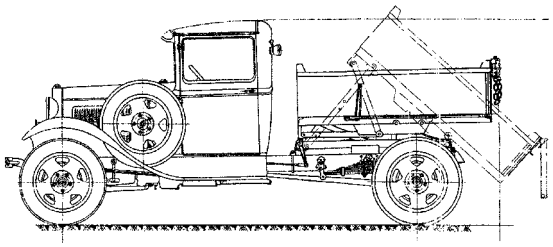


Рис. 9. Автомобиль-самосвал ГАЗ-410, 1936 г.

Большим недостатком всех самосвалов с самоопрокидывающимися кузовами были динамические удары на шасси при разгрузке и возврате кузова.

Самосвалы с ручными подъемными устройствами

Наиболее быстрая и полная разгрузка сыпучих грузов достигается путем наклона кузова назад или на боковую сторону.

Первые устройства для наклона кузова приводились в действие вручную. Характерные для конца XIX века — двадцатых-тридцатых годов XX века подъемные (разгружающие) устройства с ручным приводом показаны на рис. 10, 11.

Непременным элементом всех этих устройств был шестеренчатый редуктор, который при помощи рычага (системы рычагов) и зубчатого сектора "выталкивал" кузов наверх или поднимал тросом, перекинутым через неподвижный блок (ролик) в верхней части высокого кронштейна.

Значительно чаще (и дольше), чем на автомобилях-самосвалах, ручное опрокидывание кузовов применялось на прицепах. Их преимуществом, кроме простоты конструкции, была возможность работы с любыми грузовыми автомобилями, не имеющими приводов для механических, гидравлических или пневматических подъемных устройств прицепов.

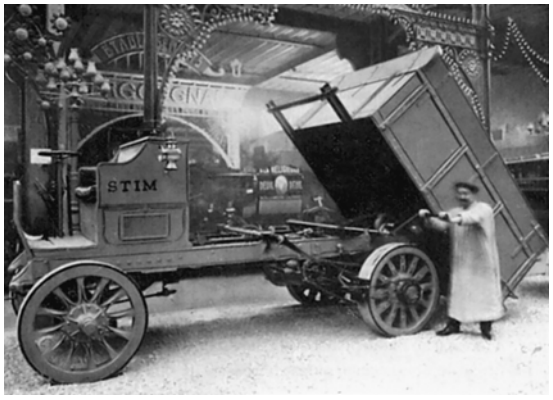


Рис. 10. Самосвал-мусоровоз с ручным приводом фирмы Stim, Франция, начало XX века

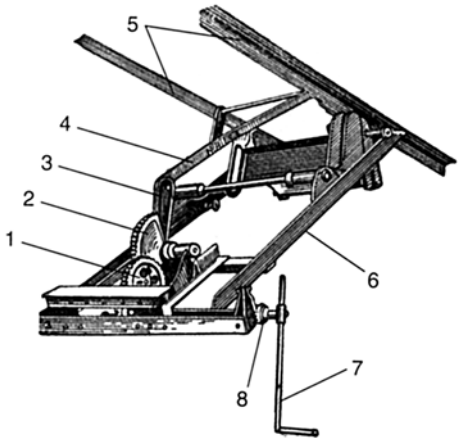


Рис. 11. Подъемное устройство лебедочно-рычажного типа с ручным приводом:

1 — лебедка, состоящая из двух пар шестерен; 2 — зубчатый сектор; 3 — рычаг, укрепленный на валу сектора; 4 — рычаг; 5 — подрамник кузова; 6 — рама устройства; 7 — рукоятка; 8 — храповой механизм, предотвращающий произвольное опускание кузова

Кроме механических приводов, применялись и применяются сейчас гидравлические ручные приводы для опрокидывания кузова. Основные узлы такого привода — ручной масляный насос и силовой гидроцилиндр.

Механизированные разгружающие устройства самосвалов

Очередным шагом в развитии самосвалостроения стала полная механизация процесса разгрузки кузова. Источником энергии для работы разгружающего механизма стал собственный двигатель автомобиля.

Все известные конструкции самосвалов принципиально отличаются типом привода, точнее устройством для передачи энергии от двигателя к разгружающему механизму. Применялись все известные типы приводов: механический, гидравлический, пневматический, электрический и комбинированный. На современных автомобилях-самосвалах используется почти исключительно гидравлический привод. Хотя первоначально, когда механизировали ручные устройства, применялся в основном механический привод (рис. 12 и 13).

На прицепах и полуприцепах-самосвалах иногда устанавливают пневматические подъемные устройства с использованием сжатого воздуха тормозной системы автомобиля. Большие размеры пневмоцилиндров затрудняют их размещение на шасси автомобиля.

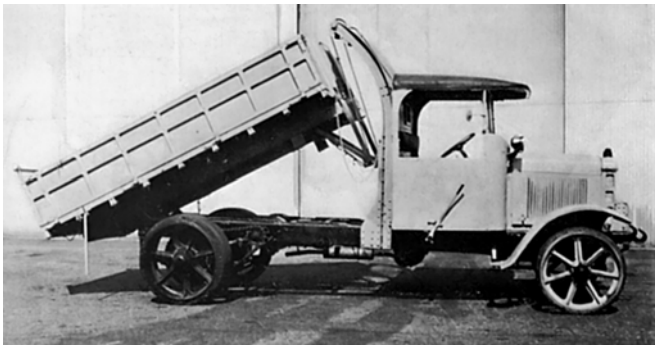


Рис. 12. Самосвал с лебедочно-блочным (неподвижный блок — ролик — закреплен наверху) подъемным устройством на шасси Berliet, Франция, 1917 г. Привод ручной или механический

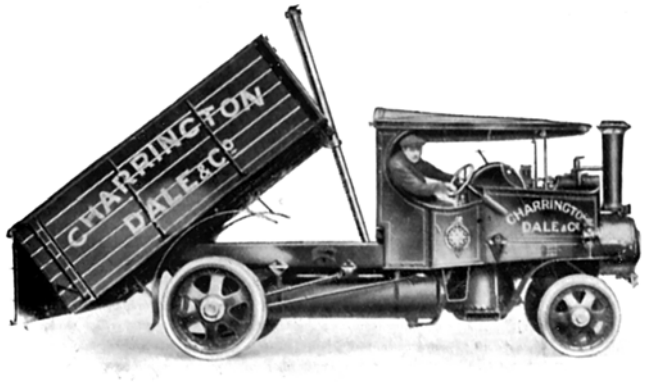


Рис. 14. Самосвал с телескопическим подъемным устройством на шасси паромобиля Robey, Великобритания, 20-е годы XX века. Привод ручной или механический

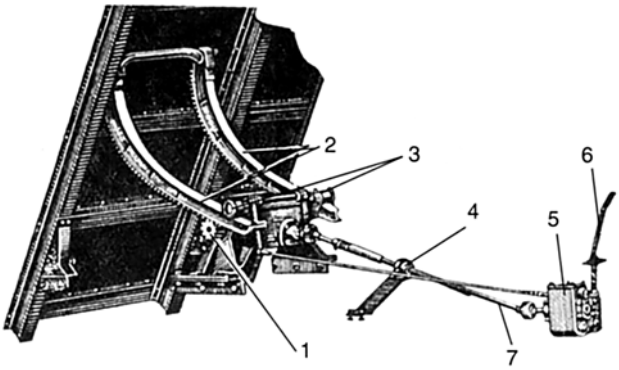


Рис. 13. Подъемное устройство зубчато-секторного типа фирмы "Wood" с механическим приводом; США, 30-е годы XX века:

1 — цилиндрическая шестерня; 2 — зубчатые рейки (секторы); 3 — направляющие ролики; 4 — подшипник, поддерживающий карданный вал; 5 — редуктор; 6 — рычаг включения редуктора; 7 — карданный вал

Гидравлические разгружающие устройства самосвалов

Широкое применение гидравлических приводов на современных самосвалах обусловлено их преимуществами, основными из которых являются малые габаритные размеры и масса, приходящаяся на единицу мощности, надежность, долговечность (срок службы гидравлических устройств соответствует сроку службы самосвала, а иногда и превышает его), удобство управления и безопасность.

Разгружающие устройства с гидроприводом стали использоваться уже на первых самосвалах серийного производства (рис. 14).

В 1926 г. немецкая фирма "Meiller", пионер самосвальной гидравлики, разработала конструкцию, где гидроцилиндры приводились от гидронасоса, вращаемого двигателем автомобиля. Подобная схема надежна, компактна и эффективна. Она применяется и поныне.

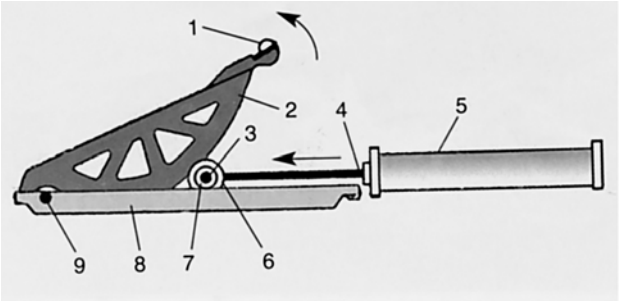
Появились конструктивные варианты разгружающих устройств.

На самосвалах двадцатых годов были распространены гидравлические подъемные устройства опорно-роликового типа (рис. 15). Гидроцилиндр 5 двухстороннего действия был жестко укреплен на надрамнике самосвала. Шток гидроцилиндра соединен с поперечной осью, имеющей две пары роликов. Наружные ролики 7 опирались на продольные балки надрамника, а внутренние ролики 6 — в направляющие поверхности упорных салазок (коромысел) 2, шарнирно закрепленных на надрамнике. Верхний конец салазок выполнен в виде шаровой головки (опоры), которая упиралась в седлообразную поперечину, приваренную к основанию платформы. Самосвал мог разгружаться назад и на стороны в зависимости от установки штырей в шарниры кузова.

В России серийное производство автомобилей-самосвалов было начато в 1934 г. на Ярославском автомобильном заводе. В конструкторских бюро под руководством В. А. Ивлева и Г. М. Кокина с учетом зарубежного опыта была создана самосвальная установка на шасси серийного грузового автомобиля ЯГ-4.

Первый российский самосвал ЯС-1 грузоподъемностью 4 т (рис. 16) имел деревянную, облицованную металлическим листом, платформу емкостью 5 м^3. Платформа опрокидывалась назад двумя гидравлическими подъемниками, объединенными в один блок (рис. 17). Масло в гидроподъемники нагнеталось шестеренным масляным насосом, вмонтированным в тот же литой блок. Вращение насосу передавалось карданным валом от коробки отбора мощности.

На том же Ярославском автомобильном завода в 1946 г. на новом самосвале ЯАЗ-205 было применено более совершенное подъемное устройство так называемого рычажного типа, схема которого показана на рис. 18. Основным исполнительным органом устройства является поршневой гидроцилиндр двухстороннего действия 4, шарнирно закрепленный на раме (надрамнике) автомобиля. Шток 3 гидроцилиндра че-



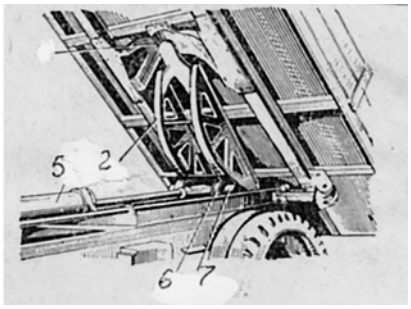


Рис. 15. Подъемное устройство опорно-роликового типа с гидроприводом с трехсторонней разгрузкой фирмы "Wood" на шасси Bussing (Германия, 1925 г.):

1 — шаровая опора; 2 — упорные салазки (коромысла); 3 — поперечина (ось роликов); 4 — шток гидроцилиндра; 5 — гидроцилиндр; 6 — внутренние ролики большого диаметра; 7 — наружные ролики меньшего диаметра; 8 — горизонтальные направляющие; 9 — ось опорных салазок (коромысла)

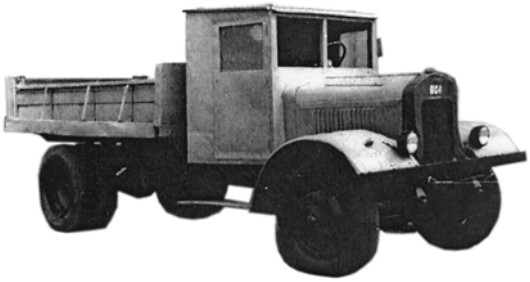


Рис. 16. Автомобиль-самосвал ЯС-1, 1934 г.

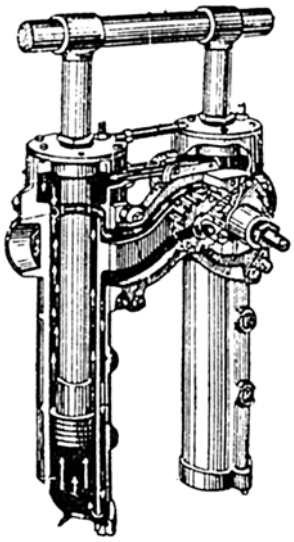


Рис. 17. Блок гидроцилиндров опрокидывающего устройства самосвалов ЯС-1

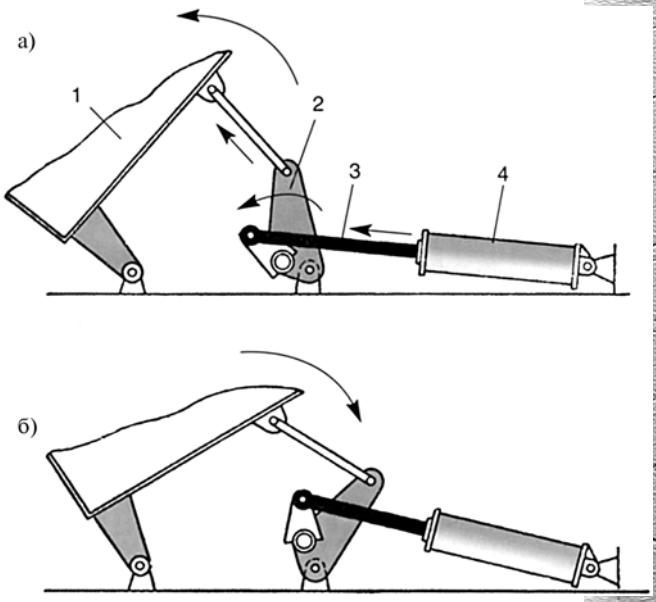


Рис. 18. Подъемное устройство рычажного типа с гидроприводом:

а — подъем кузова; б — опускание; 1 — кузов; 2 — рычажный механизм; 3 — шток гидроцилиндра; 4 — гидроцилиндр

рез рычажный механизм 2 воздействует на кузов 1 и наклоняет его для разгрузки и затем опускает в транспортное положение.

Подобные разгружающие устройства были применены и на отечественных самосвалах МАЗ-205, ЗИС-585, Урал-351 и ГАЗ-93 (1947—1948 гг.).

В 20-х годах прошлого века на зарубежных самосвалах начали устанавливаться гидравлические разгружающие устройства с телескопическими многозвенными плунжерными гидроцилиндрами одностороннего действия (рис. 19).

Сейчас такие гидроцилиндры применяются на большинстве самосвалов. Расположение гидроцилиндра под кузовом позволяет строить самосвалы с задней, односторонней боковой, двухсторонней и трехсторонней разгрузкой кузова.

На автомобилях и полуприцепах-самосвалах с задней разгрузкой кузова большой грузоподъемности преимущественно применяется

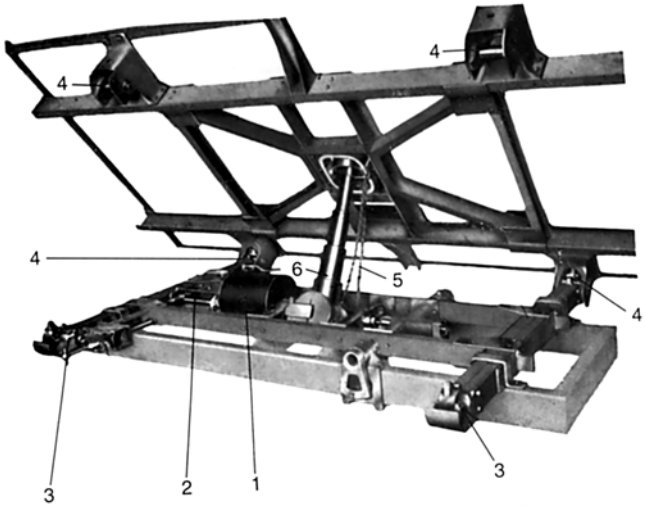


Рис. 19. Подъемное устройство телескопического типа с гидроприводом с двухсторонней разгрузкой фирмы "Armin Tenner" (Германия, 1925 г.):

1 — масляный насос; 2 — карданный вал от коробки отбора мощности; 3, 4 — шарниры; 5 — ограничительная цепь; 6 — телескопический гидроцилиндр

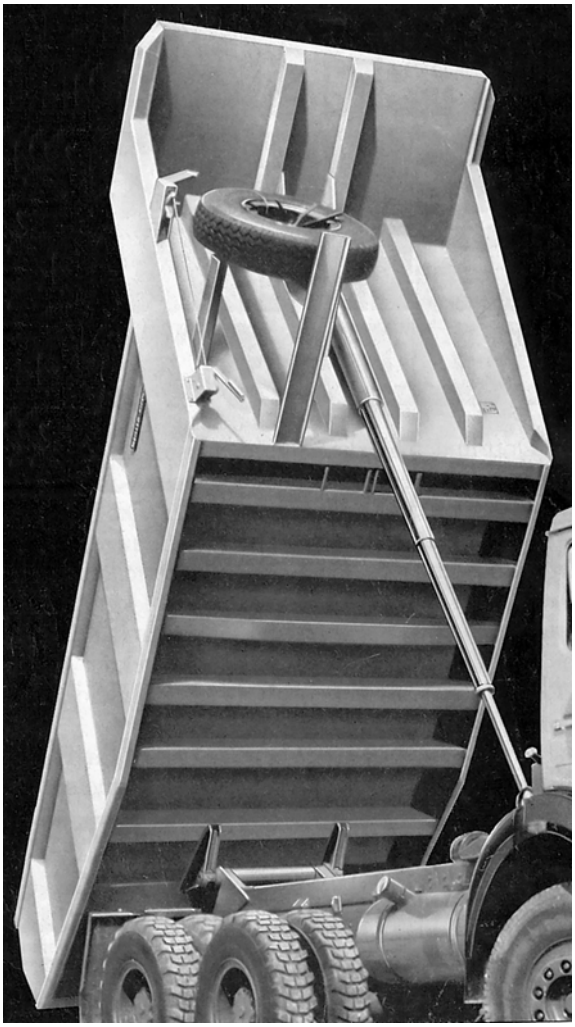


Рис. 20. Автомобиль-самосвал с задней разгрузкой с передним расположением гидроцилиндра

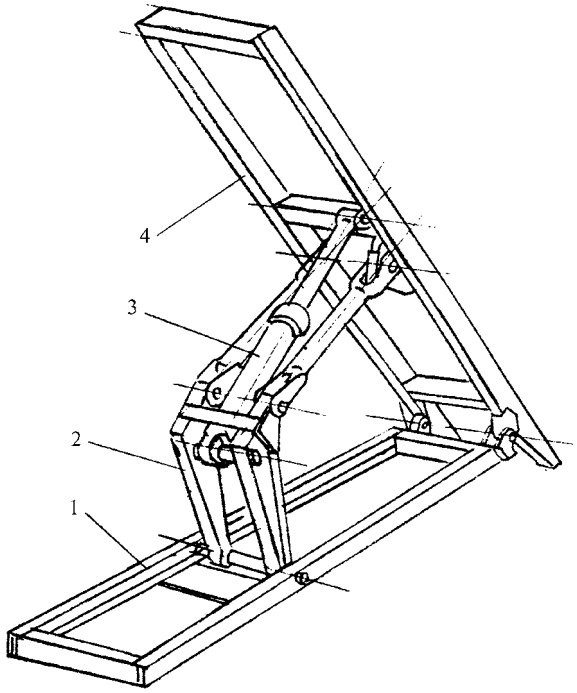


Рис. 21. Современное разгружающее устройство рычажного типа для самосвалов с задней разгрузкой кузова:

1 — надрамник; 2 — рычаги; 3 — гидроцилиндр; 4 — подъемная рама

Рис. 22. Полуприцеп-самосвал с рычажной системой опрокидывания кузова назад

переднее расположение телескопического гидроцилиндра (рис. 20). Такая компоновка снижает нагрузку на детали кузова при разгрузке, что позволяет уменьшить массу кузова.

Дальнейшее усовершенствование разгружающих устройств рычажного типа привело к созданию компактных унифицированных конструкций, пригодных для установки на разные модели автомобилей. Такое устройство для задней разгрузки показано на рис. 21 и 22, а для автомобилей с трехсторонней разгрузкой — на рис. 23.

Рис. 23. Современное гидравлическое подъемное устройство рычажного типа фирмы "Marrel" (Франция) с трехсторонней разгрузкой

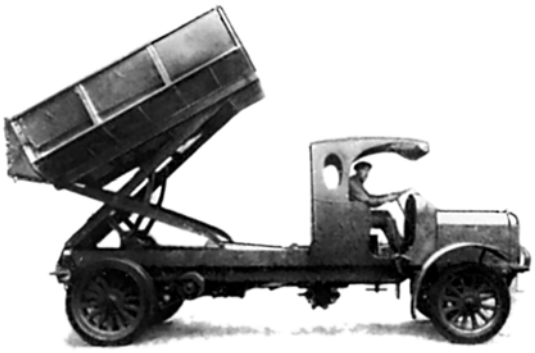


Рис. 24. Гидравлическое подъемное устройство с предварительным подъемом кузова фирмы "Wood", США, 1925 г.

Рис. 25. Самосвал с предварительным подъемом кузова САЗ-3502, 1966 г.

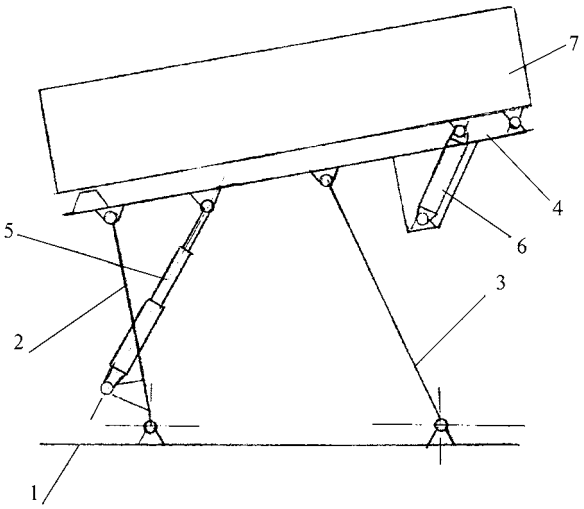


Рис. 26. Схема разгружающего устройства самосвала МАЗ-3502:

1 — надрамник; 2 — передний рычаг; 3 — задний рычаг; 4 — подъемная рама; 5 — гидроцилиндр подъемного устройства; 6 — гидроцилиндр разгрузки кузова; 7 — кузов

Особую группу составляют разгружающие устройства для самосвалов с предварительным подъемом кузова и самосвалов со съемными кузовами.

Самосвалы с предварительным подъемом кузова начали выпускаться еще в начале 20-х годов прошлого века (рис. 24). Они нашли широкое применение в сельском хозяйстве. В нашей стране такой самосвал САЗ-3502 был спроектирован на Саранском заводе автосамосвалов в 1966 г. (рис. 25). На рис. 26 приведена схема разгружающего устройства самосвала МАЗ-3502.

В середине 50-х годов фирма "Meiller" выпустила новый тип самосвала — самопогрузчик со съемным кузовом. Современный вариант самопогрузчика и схема его погрузо-разгрузочного устройства показаны на рис. 27 и 28.

На шасси автомобиля шарнирно устанавливается качающийся портал, который с помощью гидравлики может наклоняться вперед и назад. На портале подвешивается ваннообразный кузов. При помощи портала его можно наклонять для разгрузки или снятия с автомобиля и установки на землю для загрузки. Такие системы широко применяются сегодня при сборе и перевозке бытового и строительного мусора, металлолома, сельхозпродуктов и для многих других целей.

Рис. 27. Самопогрузчик мод. 450260. ОАО "Метровагонмаш", 2002 г.

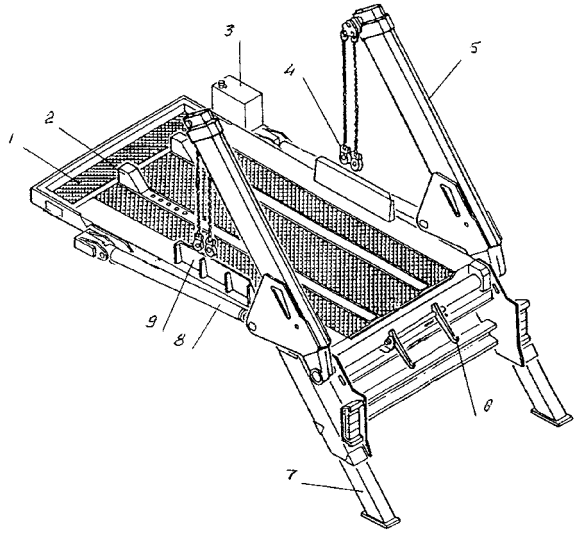


Рис. 28. Схематический чертеж погрузо-разгрузочного устройства самопогрузчика:

1 — платформа; 2 — передние упоры; 3 — масляный бак; 4 — погрузочные цепи; 5 — стрела; 6 — захваты контейнера (при разгрузке); 7 — аутригеры; 8 — гидроцилиндры; 9 — ограничители

Серийное производство отечественных самопогрузчиком ЗИЛ-ММЗ-4952 было начато в 1986 г. на Мытищинском машиностроительном заводе (ныне ОАО "Метровагонмаш").

Другая система самосвалов со съемными кузовами отличается тем, что их съемные кузова (или контейнеры) не снимаются, как на самопогрузчике, а откатываются (рис. 29). У нас самосвалы такого типа принято называть мультилифтами (термин заимствован у финской фирмы "Partek"). Современная модель мультилифта и схема его погрузо-разгрузочного устройства показаны на рис. 30 и 31. На этом самосвале съемный кузов затягивается на подрамник автомобиля гидравлическим крюком, а затем подрамник, наклоняясь, производит выгрузку контейнера самосвальным способом.

Первые отечественные автомобили-мультилифты были созданы на Камском автомобильном заводе в 1980 г. (КамАЗ-55113).

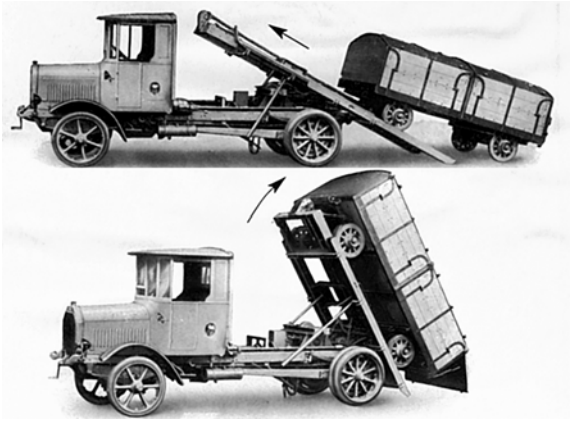


Рис. 29. Один из первых в мире образцов механической системы с подъемно-съемным контейнером фирмы "Armin Tenner" на шасси Daimler-Benz, Германия, 1926 г. Мусорный контейнер с колесами затягивался цепью по направляющим наклоняемой рамы, транспортировался и разгружался при наклоне рамы

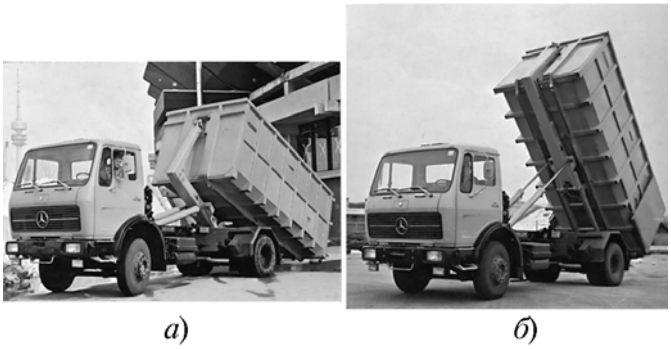


Рис. 30. Мультилифт на шасси грузового автомобиля Meiller-Benz с погрузо-разгрузочным устройством Meiller (Германия):

а — снятие контейнера; б — разгрузка контейнера

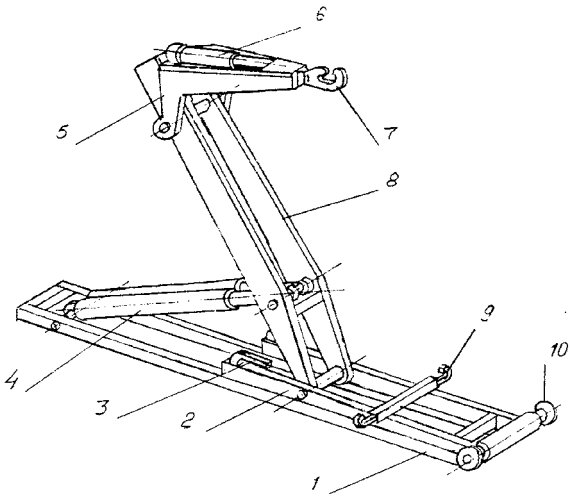


Рис. 31. Схематический чертеж погрузо-разгрузочного устройства мультилифта:

1 — надрамник; 2 — промежуточная рама; 3 — передний фиксатор; 4 — гидроцилиндры; 5 — стойка; 6 — вспомогательный гидроцилиндр; 7 — крюк; 8 — стрела; 9 — задний фиксатор; 10 — опорный ролик

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

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.: (8-10-380-572) 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
129626, Москва, проспект Мира, 106.
А/я 78.
Тел.: (495) 682-5789, 682-7788
E-mail: grouzovik@mashin.ru
http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Стромынский пер., 4/1
Тел.: (495) 268-3858
Факс: (495) 269-4897

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

Цена свободная

© ОАО "Издательство "Машиностроение", "Грузовик &", 2007

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.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика".
142110, Московская область, г. Подольск, ул. Кирова, 15. Зак. 124.

Грузовик &

Приложение № 9
к журналу "Грузовик &"

Ежемесячный научно-технический и производственный журнал

СОДЕРЖАНИЕ

СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ

НОВЫЕ ГОСТы, МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЕ СТАНДАРТЫ, СТАНДАРТЫ ИСО и МЭК

2 ГОСТ Р 52587—2006 "Инструмент абразивный. Обозначения и методы измерения твердости"

8 Введен впервые ГОСТ Р 52606—2006. "Технические средства организации дорожного движения. Классификация дорожных ограждений"

11 Утвержденные национальные стандарты Российской Федерации и Межгосударственные стандарты, введенные в действие в качестве национальных стандартов

14 Новые поступления стандартов ИСО и МЭК в Федеральный информационный фонд технических регламентов и стандартов

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

16 Гидравлические мини-экскаваторы фирмы TAKEUCHI

9 '2007 (№ 134)

"ИНСТРУМЕНТ АБРАЗИВНЫЙ. ОБОЗНАЧЕНИЯ И МЕТОДЫ ИЗМЕРЕНИЯ ТВЕРДОСТИ"

ДАТА ВВЕДЕНИЯ 2008-01-01

Настоящий стандарт распространяется на методы измерения твердости (пескоструйный, вдавливание шарика, вдавливание конуса или цилиндра) абразивного инструмента из электрокорундовых (А), карбидкремниевых (С) материалов на керамической (V),бакелитовой (В), вулканитовой (R) связках.

Примечание. Допускается применять акустический метод контроля по ГОСТ Р 52710.

Обозначения

Твердость абразивного инструмента следует обозначать:

F, G — весьма мягкий;
H, I, J — мягкий;
K, L — среднемягкий;
M, N — средний;
O, P, Q — среднетвердый;
R, S — твердый;
T, U — весьма твердый;
V, W, X, Y, Z — чрезвычайно твердый.

Примечания.

1. Буквы характеризуют возрастание твердости внутри диапазона.

2. Ориентировочное соответствие обозначений твердости по настоящему стандарту и ГОСТ 18118, ГОСТ 19202, ГОСТ 21323 приведено в приложении А.

Методы контроля

Пескоструйный метод

Метод распространяется на абразивные инструменты на связках V и В зернистостями F36—F220 по ГОСТ Р 52381 и М63—М5 по ГОСТ 3647.

Метод не распространяется на шлифовальные бруски зернистостями F100—F220 и М63—М5, шлифовальные круги с упрочняющими элементами, а также на шлифовальные круги высотой менее 8 мм и зернистостями F100—F220 и М63—М5.

Аппаратура и материалы

При измерении твердости пескоструйным методом применяют следующие аппаратуру и материалы:

— прибор для измерения твердости, действие которого основано на разрушении поверхности абразивного инструмента струей кварцевого песка.

Рабочая часть прибора:

диаметр отверстия сопла прибора, мм:	
на выходе	$6^{+0,5}_{-0,1}$;
на входе	$6 \pm 0,1$;
диаметр отверстия песочной воронки, мм	$4,5^{+0,4}$;
расстояние от нижней кромки сопла прибора до поверхности абразивного инструмента, мм	$9 \pm 0,5$;
объем рабочей порции песка, определяемый вместимостью камеры прибора, см^3	28 ± 1;

— манометр 1-го класса точности с пределом измерений, не превышающим 0,25 МПа по ГОСТ 2405;

— стекло полированное толщиной не менее 6 мм по ГОСТ 111;

— кварцевый песок зернистостью F24 по ГОСТ Р 52381 с содержанием SiO_2 не менее 98 %, глины не более 1 %, примесей не более 0,3 %.

Проведение измерений

Перед измерением твердости прибор контролируют на полированном стекле. Глубина лунки на стекле (среднее арифметическое из пяти измерений) должна быть при давлении 0,05 МПа $0,5 \pm 0,05$ мм, при давлении 0,15 МПа — $2,15 \pm 0,05$ мм.

Во время измерения торцовая поверхность защитного манжета головки прибора должна полностью соприкасаться с поверхностью испытуемого абразивного инструмента, имеющего поверхность для испытания диаметром не менее 35 мм.

В зависимости от замаркированной твердости абразивного инструмента на ма-

нометре устанавливают одно из давлений: 0,05 или 0,15 МПа.

Измерение проводят при продолжающемся действии прижимающего усилия головки прибора к поверхности абразивного инструмента и считают законченным после полного выхода кварцевого песка из рабочей камеры.

Измерение считают недействительным, если в результате воздействия струи кварцевого песка на поверхность абразивного инструмента образовалось сквозное отверстие.

Для определения твердости абразивного инструмента проводят не менее трех измерений глубины лунки в различных максимально удаленных друг от друга точках абразивного инструмента.

Обработка результатов измерений

Твердость абразивного инструмента определяют по табл. 1 и 2 по среднему арифметическому значению глубин лунок.

Глубину лунки измеряют в миллиметрах. Погрешность измерения не более 0,05 мм (половина деления шкалы прибора).

Отклонение значения любого измерения твердости абразивного инструмента не должно превышать 7 % граничных значений интервала замаркированной твердости.

Таблица 1

Обозначение твердости	Обозначение абразивного материала	Глубина (мм) лунок при давлении воздуха в камере прибора 0,05 МПа для зернистостей по ГОСТ Р 52381 и ГОСТ 3647							
		F36	F46; F54	F60; F90	F100—F150	F180; F220	M63; M40	M28; M20	M14 и мельче
F	C	От 5,1 до 4,4	От 5,9 до 5,1	От 8,7 до 7,7	От 9,1 до 7,9	От 8,1 до 7,1		От 6,4 до 5,5	
	A				От 9,0 до 7,5	От 8,1 до 7,0		От 6,3 до 5,5	От 3,5 до 3,0
G	C	Менее 4,4 до 3,8	Менее 5,1 до 4,5	Менее 7,7 до 6,7	Менее 7,9 до 7,0	Менее 7,1 до 6,2		Менее 5,5 до 4,8	
	A				Менее 7,5 до 6,5	Менее 7,0 до 6,0		Менее 5,5 до 4,7	Менее 3,0 до 2,6
H	C	Менее 3,8 до 3,2	Менее 4,5 до 3,9	Менее 6,7 до 5,8	Менее 7,0 до 6,1	Менее 6,2 до 5,2		Менее 4,8 до 4,2	
	A				Менее 6,5 до 5,5	Менее 6,0 до 5,1		Менее 4,7 до 4,0	Менее 2,6 до 2,2
I	C	Менее 3,2 до 2,6	Менее 3,9 до 3,3	Менее 5,8 до 4,9	Менее 6,1 до 5,2	Менее 5,2 до 4,6		Менее 4,2 до 3,6	
	A				Менее 5,5 до 4,7	Менее 5,1 до 4,4		Менее 4,0 до 3,4	Менее 2,2 до 1,8
J	C	Менее 2,6 до 2,1	Менее 3,3 до 2,8	Менее 4,9 до 4,0	Менее 5,2 до 4,2	Менее 4,6 до 3,9		Менее 3,6 до 3,0	
	A				Менее 4,7 до 4,0	Менее 4,4 до 3,7		Менее 3,4 до 2,8	Менее 1,8 до 1,4
K	C	Менее 2,1 до 1,6	Менее 2,8 до 2,3	Менее 4,0 до 3,3	Менее 4,2 до 3,6	Менее 3,9 до 3,3		Менее 3,0 до 2,4	
	A				Менее 4,0 до 3,4	Менее 3,7 до 3,1		Менее 2,8 до 2,2	Менее 1,4 до 1,0
L	C	Менее 1,6 до 1,2	Менее 2,3 до 1,8	Менее 3,3 до 2,6	Менее 3,6 до 2,9	Менее 3,3 до 2,7		Менее 2,4 до 1,8	
	A				Менее 3,4 до 2,9	Менее 3,1 до 2,5		—	

Таблица 2

Обозначение твердости	Обозначение абразивного материала	Глубина (мм) лунок при давлении воздуха в камере прибора 0,15 МПа для зернистостей по ГОСТ Р 52381 и ГОСТ 3647							
		F36	F46; F54	F60; F90	F100—F150	F180; F220	M63; M40	M28; M20	M14 и мельче
K	C	От 4,8 до 4,0	От 5,7 до 4,9	От 6,4 до 5,6	От 6,0 до 5,5	От 5,9 до 5,4		От 5,2 до 4,8	
	A				От 5,8 до 5,2	От 5,7 до 5,1		От 5,1 до 4,6	От 4,6 до 4,2
L	C	Менее 4,0 до 3,4	Менее 4,9 до 4,2	Менее 5,6 до 4,9	Менее 5,5 до 5,1	Менее 5,4 до 5,0		Менее 4,8 до 4,5	
	A				Менее 5,2 до 4,7	Менее 5,1 до 4,6		Менее 4,6 до 4,1	Менее 4,2 до 3,8
M	C	Менее 3,4 до 2,9	Менее 4,2 до 3,6	Менее 4,9 до 4,3	Менее 5,1 до 4,7	Менее 5,0 до 4,6		Менее 4,5 до 4,2	
	A				Менее 4,7 до 4,3	Менее 4,6 до 4,1		Менее 4,1 до 3,6	Менее 3,8 до 3,4
N	C	Менее 2,9 до 2,4	Менее 3,6 до 3,1	Менее 4,3 до 3,7	Менее 4,7 до 4,4	Менее 4,6 до 4,2		Менее 4,2 до 3,9	
	A				Менее 4,3 до 3,9	Менее 4,1 до 3,7		Менее 3,6 до 3,2	Менее 3,4 до 3,1
O	C	Менее 2,4 до 2,0	Менее 3,1 до 2,6	Менее 3,7 до 3,2	Менее 4,4 до 4,1	Менее 4,2 до 3,9		Менее 3,9 до 3,6	
	A				Менее 3,9 до 3,5	Менее 3,7 до 3,3		Менее 3,2 до 2,9	Менее 3,1 до 2,8
P	C	Менее 2,0 до 1,7	Менее 2,6 до 2,2	Менее 3,2 до 2,8	Менее 4,1 до 3,8	Менее 3,9 до 3,6		Менее 3,3 до 3,3	
	A				Менее 3,5 до 3,1	Менее 3,3 до 2,9		Менее 2,9 до 2,6	Менее 2,8 до 2,5
Q	C	Менее 1,7 до 1,5	Менее 2,2 до 1,9	Менее 2,8 до 2,4	Менее 3,8 до 3,5	Менее 3,6 до 3,3		Менее 3,3 до 3,0	
	A				Менее 3,1 до 2,8	Менее 2,9 до 2,6		Менее 2,6 до 2,3	Менее 2,5 до 2,2
R	C	Менее 1,5 до 1,3	Менее 1,9 до 1,6	Менее 2,4 до 2,1	Менее 3,5 до 3,2	Менее 3,3 до 3,0		Менее 3,0 до 2,7	
	A				Менее 2,8 до 2,5	Менее 2,6 до 2,3		Менее 2,3 до 2,0	Менее 2,2 до 1,9
S	C	Менее 1,3 до 1,1	Менее 1,6 до 1,4	Менее 2,1 до 1,8	Менее 3,2 до 2,9	Менее 3,0 до 2,7		Менее 2,7 до 2,4	
	A				Менее 2,5 до 2,2	Менее 2,3 до 2,0		Менее 2,0 до 1,8	Менее 1,9 до 1,7
T, U	C	Менее 1,1 до 0,9	Менее 1,4 до 1,2	Менее 1,8 до 1,5	Менее 2,9 до 2,7	Менее 2,7 до 2,5		Менее 2,4 до 2,1	
	A				Менее 2,2 до 1,9	Менее 2,0 до 1,7		Менее 1,8 до 1,6	Менее 1,7 до 1,5
V, W, X, Y, Z	C	Менее 0,9 до 0,7	Менее 1,2 до 1,0	Менее 1,5 до 1,3	Менее 2,7 до 2,5	Менее 2,5 до 2,3		Менее 2,1 до 1,8	
	A				Менее 1,9 до 1,6	Менее 1,7 до 1,4		Менее 1,6 до 1,4	Менее 1,5 до 1,3

Среднее арифметическое значение глубины лунки должно находиться в интервале значений марки твердости.

Метод вдавливания шарика

Метод распространяется на шлифовальные круги и бруски высотой менее 8 мм на связках V и B зернистостями F100—F220 по ГОСТ Р 52381 и М63—М5 по ГОСТ 3647.

Аппаратура

При измерении твердости методом вдавливания шарика применяют следующую аппаратуру:

прибор типа ТР (Роквелл) по ГОСТ 23677;

шарики диаметром 5 или 10 мм степеней точности 3—40 по ГОСТ 3722.

Проведение измерений

Находящаяся перпендикулярно к оси приложения нагрузки поверхность абразивного инструмента для измерения твердости должна быть не менее 6 мм.

В зависимости от маркировки твердости абразивного инструмента устанавливают нагрузки 981 или 1471 Н и шарики диаметрами 5 или 10 мм.

Сначала прикладывают предварительную нагрузку 98 Н, при этом абразивный инструмент должен перемещаться только в одном направлении, сближаясь с наконечником прибора.

После приложения предварительной нагрузки прикладывают плавно возрастающую основную нагрузку 981 или 1471 Н и снимают ее через 4—7 с после резкого замедления движения стрелки индикатора прибора.

Измерение твердости проводят при продолжающемся действии основной нагрузки.

Для определения твердости абразивного инструмента проводят не менее трех измерений в различных максимально удаленных друг от друга точках абразивного инструмента.

Обработка результатов измерений

Твердость абразивного инструмента определяют по табл. 3—5 по среднему арифметическому значению отсчета по шкале В индикатора прибора.

Погрешность отсчета ± 1,0 ед. шкалы.

Отклонение значения любого измерения твердости абразивного инструмента не должно превышать 5 % граничных значений интервала марки твердости.

Среднее арифметическое значение отсчета по шкале В индикатора прибора должно находиться в интервале значений замаркированной твердости.

Метод вдавливания конуса или цилиндра

Метод вдавливания конуса распространяется на шлифовальные круги наружным диаметром до 500 мм, высотой от 6 до 150 мм,

Таблица 3

Обозначение твердости	Обозначение абразивного материала	Показания прибора при нагрузке 981 Н и диаметре шарика 5 мм для зернистостей по ГОСТ Р 52381 и ГОСТ 3647		
		F100—F150	F180; F220	М63 и мельче
F	С А	—	—	Более 3 до 11
G	С А			Более 11 до 19
H	С А		Более 2 до 10 —	Более 19 до 27
I	С А		Более 10 до 19 —	Более 27 до 36
J	С А		Более 19 до 27 —	Более 36 до 45
K	С А	Более 4 до 13 Более 5 до 20	Более 27 до 36 Более 43 до 58	Более 45 до 55 Более 50 до 63
L	С А	Более 13 до 24 Более 20 до 34	Более 36 до 70 Более 58 до 36	Более 55 до 65 Более 63 до 73

Окончание табл. 3

Обозначение твердости	Обозначение абразивного материала	Показания прибора при нагрузке 981 Н и диаметре шарика 5 мм для зернистостей по ГОСТ Р 52381 и ГОСТ 3647		
		F100—F150	F180; F220	M63 и мельче
M	C A	Более 24 до 35 Более 34 до 44	Более 45 до 55 Более 70 до 79	Более 65 до 73 Более 73 до 81
N	C A	Более 35 до 44 Более 44 до 54	Более 55 до 65 Более 79 до 85	Более 73 до 81 Более 81 до 88
O	C A	Более 44 до 54 Более 54 до 63	Более 65 до 73 Более 85 до 91	Более 81 до 87 Более 88 до 95
P	C A	Более 54 до 63 Более 63 до 72	Более 73 до 82 Более 91 до 96	Более 87 до 96 Более 95 до 101
Q	C A	Более 63 до 72 Более 72 до 80	Более 82 до 89 Более 96 до 101	Более 96 до 102 Более 101 до 106
R	C A	Более 72 до 80 Более 80 до 88	Более 89 до 96 Более 101 до 105	Более 102 до 106 Более 106 до 110
S	C A	Более 80 до 88 Более 88 до 97	Более 96 до 102 Более 105 до 109	Более 106 до 110 Более 110 до 114
T, U	C A	Более 88 до 96 Более 97 до 105	Более 102 до 109 Более 109 до 113	Более 110 до 114 —
V, W, X, Y, Z	C A	—	— Более 113 до 120	Более 114 до 120 —

Таблица 4

Обозначение твердости	Показания прибора при измерении твердости абразивного инструмента из карбидкремниевых материалов (C) 981 Н и диаметре шарика 10 мм для зернистостей по ГОСТ Р 52381 и ГОСТ 3647		
	F100—F150	F180; F220	M63 и мельче
F	—		Более 5 до 9
G			Более 9 до 24
H	Более 4 до 5	Более 10 до 24	Более 24 до 39
I	Более 5 до 18	Более 24 до 42	Более 39 до 54
J	Более 18 до 33	Более 42 до 60	Более 54 до 69
K	Более 33 до 50	Более 60 до 78	Более 69 до 85
L	Более 50 до 72	Более 78 до 98	Более 85 до 101

Таблица 5

Обозначение твердости	Показания прибора при измерении твердости абразивного инструмента из электрокорундовых материалов (A) 1471 Н и диаметре шарика 10 мм для зернистостей F100—F150 по ГОСТ Р 52381
H	До 6
I	Более 6 до 27
J	Более 27 до 37
K	Более 37 до 47
L	Более 47 до 57

зернистостями F100—F220 по ГОСТ Р 52381 и М63—М5 по ГОСТ 3647 на связке R, массой не более 20 кг.

Метод вдавливания цилиндра распространяется на гибкие полировальные круги наружным диаметром до 500 мм, высотой от 6 до 150 мм, зернистостями F100—F40 по ГОСТ Р 52381 на связке R, массой не более 20 кг.

Аппаратура

При измерении твердости применяют прибор типа ТКВ (модернизированный прибор Роквелла) с конусом или цилиндром.

Угол конуса при вершине, °	(60 ± 0,5)
Радиус сферы вершины конуса, мм	(0,05 ± 0,01)
Диаметр цилиндра, мм	12 ± 01
Высота цилиндра, мм	5—10
Твердость цилиндра, HRC	40—45
Параметр шероховатости поверхности конуса и цилиндра, мкм	$R_a \leqslant 0{,}32$

Проведение измерений

Для измерения твердости сначала прикладывают предварительную нагрузку (98 ± 1,9) Н, при этом круг должен перемещаться только в одном направлении, сближаясь с конусом или цилиндром.

После приложения предварительной нагрузки прикладывают плавно возрастающую основную нагрузку 588 ± 2,9 Н в течение 3—4 с.

Измерение твердости проводят при продолжающемся действии предварительной нагрузки.

Расстояние между центрами двух соседних отпечатков или расстояние от центра отпечатка до края круга должно быть не менее 3 мм.

Для определения твердости проводят не менее трех измерений в различных максимально удаленных друг от друга точках.

Обработка результатов измерений

Твердость кругов определяют по табл. 6, 7 по среднему арифметическому значению показаний прибора.

Отклонение значения любого измерения твердости шлифовальных кругов не должно превышать 5 % граничных значений интервала марки твердости.

Среднее арифметическое значение показания прибора должно находиться в интервале значений марки твердости.

Таблица 6

Обозначение твердости	Показания прибора с конусом
K, L	От 410 до 350
M, N	Менее 350 до 300
O, P, Q	Менее 300 до 250
R, S	Менее 250 до 200

Таблица 7

Обозначение твердости	Показания прибора с цилиндром для кругов высотой, мм		
	От 6 до 13	Св. 13 до 25	Св. 25
S	От 70 до 140	От 130 до 210	От 140 до 230
M	Св. 140 до 220	Св. 210 до 300	Св. 230 до 330
I	Св. 220 до 310	Св. 300 до 400	Св. 330 до 410

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(справочное)

Ориентировочное соответствие обозначений твердости по настоящему стандарту и ГОСТ 18118, ГОСТ 19202, ГОСТ 21323

Обозначение твердости			
По настоящему стандарту	ГОСТ 18118, ГОСТ 19202, ГОСТ 21323	По настоящему стандарту	ГОСТ 18118, ГОСТ 19202, ГОСТ 21323
F	ВМ1	N	С1
G	ВМ2	O	СТ1
H	М1	P	СТ2
I	М2	Q	СТ3
J	М3	R	Т1
K	СМ1	S	Т2
L	СМ2	T, U	ВТ
M	С1	V, W, X, Y, Z	ЧТ

ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ
ГОСТ Р 52606—2006

"ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ОРГАНИЗАЦИИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ. КЛАССИФИКАЦИЯ ДОРОЖНЫХ ОГРАЖДЕНИЙ"

ДАТА ВВЕДЕНИЯ 2008-01-01

Стандарт устанавливает классификационные признаки для разделения конструкций дорожных ограждений на классы, группы, типы и виды.

Стандарт предназначен для использования при разработке нормативных и методических документов в области безопасности дорожного движения с целью обеспечения единого понимания определений, названий и характеристик устройств, относящихся к техническим средствам организации дорожного движения.

Термины и определения

В настоящем стандарте применены следующие термины с соответствующими определениями:

Дорожные ограждения — устройства, относящиеся к техническим средствам организации дорожного движения в соответствии с ГОСТ Р 52289.

Дорожные удерживающие ограждения — устройства по 3.1, предназначенные для предотвращения съезда транспортного средства с земляного полотна дороги и мостового сооружения (моста, путепровода, эстакады и т. п.), переезда через разделительную полосу, столкновения со встречным транспортным средством, наезда на массивные препятствия и сооружения, расположенные на разделительной полосе, обочине и в полосе отвода дороги (удерживание автомобиля), а также устройства, предназначенные для предотвращения падения пешеходов с мостового сооружения и земляного полотна дороги (удерживание пешехода).

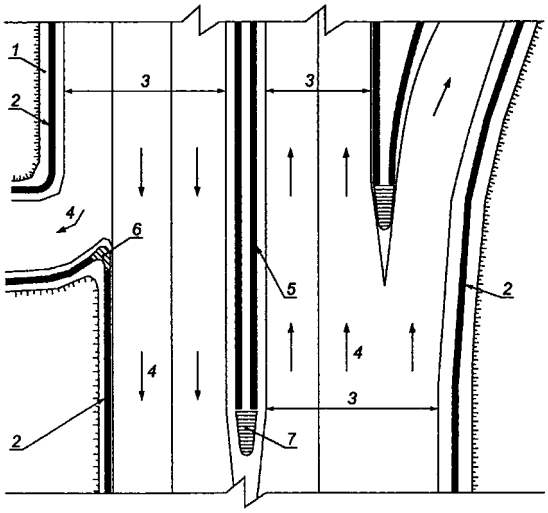
Примечание. Расположение дорожных удерживающих ограждений приведено на рисунке.

Дорожные ограничивающие ограждения — устройства, предназначенные для упорядочения движения пешеходов (ограничивающее ограждение для пешеходов) и предотвращения выхода животных на проезжую часть или в полосу отвода дороги (ограничивающее ограждение для животных).

Классификация (ограждений) — система соподчиненных понятий в области дорожных ограждений, используемая для установления связей между этими понятиями.

Разделение дорожных ограждений по классификационным признакам

Основным классификационным признаком, позволяющим относить дорожные ограждения к тому или иному классу (подклассу), является назначение ограждений.



Расположение односторонних и двухсторонних удерживающих ограждений (боковых и фронтальных) для автомобилей:

1 — обочина; 2 — боковое одностороннее ограждение; 3 — проезжая часть; 4 — направление потока; 5 — боковое двустороннее ограждение; 6 — фронтальное одностороннее ограждение; 7 — фронтальное двустороннее ограждение

Кроме того, используют признаки:

— расположение ограждения (определяет группы и подгруппы);

— принцип работы ограждения (определяет тип конструкции дорожного ограждения);

— разновидности по конструктивному исполнению (определяют виды конструкций).

Настоящим стандартом нормируют разделение конструкций по классам (подклассам) и группам (подгруппам). Классификационная схема дана ниже.

По назначению дорожные ограждения подразделяют на два класса — *удерживающие* (для автомобилей и пешеходов) и *ограничивающие* (для пешеходов и животных).

Дорожные удерживающие ограждения для автомобилей подразделяют на два подкласса по назначению — боковые и фронтальные.

Боковые ограждения удерживают автомобиль и корректируют его траекторию движения при боковом ударе под острым углом к оси ограждения.

Фронтальные ограждения удерживают автомобиль и гасят энергию движения автомобиля при ударе как сбоку, так и в торец ограждения под углом, близким к 90°.

По условиям расположения дорожные ограждения подразделяют на группы (подгруппы).

Боковые удерживающие ограждения для автомобилей подразделяют на две группы по условиям их расположения — дорожные и мостовые, каждая из которых состоит из подгрупп:

— одностороннее ограждение, удерживающее автомобиль, удар которого об ограждение может быть с одной стороны, устанавливают по боковым сторонам дороги или разделительной полосы;

— двустороннее ограждение, удерживающее автомобиль, удар которого об ограждение может быть с двух сторон, устанавливают по оси разделительной полосы.

Фронтальные удерживающие ограждения для автомобилей также подразделяют на две группы по условиям их расположения — дорожные и мостовые, каждая из которых состоит из подгрупп:

— одностороннее ограждение, удерживающее автомобили, двигающиеся перед ударом по полосам одного направления движения, устанавливают при разделении потока автомобилей;

— двусторонние ограждения, удерживающие автомобили, двигающиеся перед ударом по полосам различного направления движения, устанавливают в начале и конце разделительной полосы.

Дорожные удерживающие ограждения для пешеходов подразделяют на две группы по условиям их расположения:

— дорожные, устанавливаемые на краю обочины;

— мостовые, устанавливаемые на краю тротуаров мостовых сооружений.

Ограждения для пешеходов должны удерживать пешехода от падения в ограждаемую зону и быть рассчитаны на воздействие, установленное ГОСТ Р 52289.

Дорожные ограничивающие ограждения для пешеходов подразделяют по условиям их расположения на четыре группы:

— группа 1 — располагаемые вдоль тротуаров и боковой разделительной полосы;

— группа 2 — располагаемые у надземных или подземных переходов;

— группа 3 — располагаемые на газонах и других площадках, которые необходимо защитить от повреждений пешеходами;

— группа 4 — располагаемые у опор путепроводов, опор информационно-указательных знаков, а также у опор линий электропередач с целью исключения попадания человека в опасную зону.

Дорожные ограничивающие ограждения для животных подразделяют по условиям их расположения на две группы:

— группа 1 — ограждения, располагаемые по границе полосы отвода вдоль дороги;

— группа 2 — ограждения, располагаемые перед проходами и в специальных проходах для животных под дорогами (скотопрогонах).

По принципу работы дорожные удерживающие ограждения подразделяют на типы:

— для боковых ограждений для автомобилей:

барьерные (энергия удара гасится за счет упругопластической деформации материала элементов — стоек балок, консолей и др.),

бордюрные (энергия удара гасится за счет сопротивления колес и подвески автомобиля, обеспечивающего коррекцию траектории движения),

парапетные (энергия удара гасится за счет подъема колес, уменьшающего опрокидывающий момент, и трения частей автомобиля об ограждение),

тросовые (энергия удара гасится за счет натяжения и прогиба тросов),

комбинированные конструкции, принцип гашения энергии которыми является комбинацией принципов, упомянутых выше,

иные типы конструкций с иными принципами гашения энергии;

— фронтальные ограждения для автомобилей:

телескопические (энергия удара гасится в основном за счет трения при вхождении одних элементов конструкций в другие),

упругопластические (энергия удара гасится, в основном, за счет упругих, эластических и упруго-пластических деформаций материала),

наливные (энергия удара гасится за счет сопротивления емкостей с водой или другим жидким либо вязким веществом),

комбинированные конструкции, являющиеся комбинацией типов, упомянутых выше,

иные типы конструкций;

— удерживающие ограждения для пешеходов:

парапетные перила (недеформируемые конструкции),

барьерные перила (внешнее расчетное воздействие вызывает упругие деформации элементов конструкции — стоек, поручня, заполнения и др.),

стоечные перила (внешнее расчетное воздействие вызывает в основном упругие деформации стоек),

комбинированные конструкции,

иные типы конструкций.

По принципу работы дорожные ограничивающие ограждения подразделяют на типы:

— ограничивающие ограждения для пешеходов:

направляющие, указывающие направление движения пешеходов,

защитные, защищающие территорию от повреждения пешеходами,

предупреждающие пешеходов об опасности;

— ограничивающие ограждения для животных:

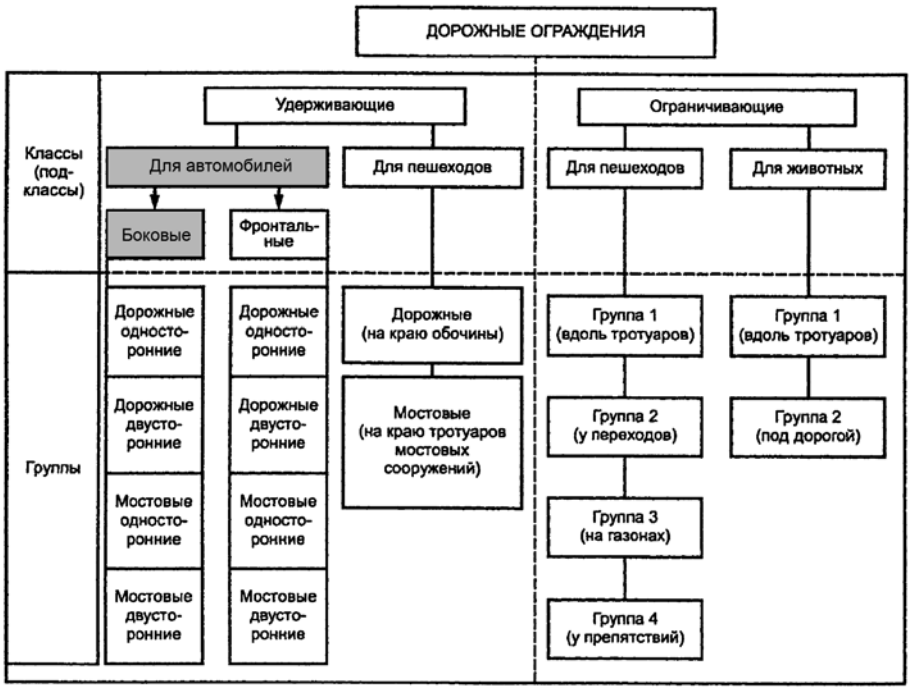
отпугивающего действия (световые, звуковые), являющиеся препятствием и представляющие механический способ защиты от животных (стенки, заборы и другие преграды).

Классификация дорожных удерживающих ограждений по конструктивному исполнению (виду конструкций) может быть приведена в иных документах [1]—[3] либо в нормативных документах, разработанных для конкретного изделия, типа или группы изделий. Например, некоторые из разновидностей конструкций барьерного типа (удерживающие ограждения для автомобилей) приведены в ГОСТ 26804. Ограничивающие конструкции чаще всего выполняют в виде щитов, сеток, барьеров и т. д.

Библиография

1. СНиП 2.05.03—84. Мосты и трубы.
2. СНиП 2.05.02—85. Автомобильные дороги.
3. СНиП 2.07.01—89. Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений.

Классификационная схема



УТВЕРЖДЕННЫЕ НАЦИОНАЛЬНЫЕ СТАНДАРТЫ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ И МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЕ СТАНДАРТЫ, ВВЕДЕННЫЕ В ДЕЙСТВИЕ В КАЧЕСТВЕ НАЦИОНАЛЬНЫХ СТАНДАРТОВ

01.040.01 Р 52633—2006	Защита информации. Техника защиты информации. Требования к средствам высоконадежной биометрической аутентификации. — Введен впервые; Введ. 01.04.2007
01.040.01, 25.040.40 Р 52611—2006	Системы промышленной автоматизации и их интеграция. Средства информационной поддержки жизненного цикла продукции. Безопасность информации. Основные положения и общие требования. — Введен впервые; Введ. 01.07.2007 с правом досрочного применения
01.120 Р 1.1—2005	Стандартизация в Российской Федерации. Технические комитеты по стандартизации. Порядок создания и деятельности. — Введен впервые; Введ. 01.02.2007
25.040.40 Р ИСО 10303-505—2006	Системы автоматизации производства и их интеграция. Представление данных об изделии и обмен этими данными. Часть 505. Прикладные интерпретированные конструкции. Структура и ведение чертежей; (IDT). — Введен впервые; Введ. 01.07.2007 с правом досрочного применения
Р ИСО 10303-506—2006	Системы автоматизации производства и их интеграция. Представление данных об изделии и обмен этими данными. Часть 506. Прикладные интерпретированные конструкции. Чертежные элементы; (IDT). — Введен впервые; Введ. 01.07.2007 с правом досрочного применения
Р ИСО 10303-510—2006	Системы автоматизации производства и их интеграция. Представление данных об изделии и обмен этими данными. Часть 510. Прикладные интерпретированные конструкции. Геометрически ограниченное каркасное представление формы; (IDT). — Введен впервые; Введ. 01.07.2007 с правом досрочного применения
Р ИСО 10303-511—2006	Системы автоматизации производства и их интеграция. Представление данных об изделии и обмен этими данными. Часть 511. Прикладные интерпретированные конструкции. Топологически ограниченная поверхность; (IDT). — Введен впервые; Введ. 01.07.2007 с правом досрочного применения; П87
Р ИСО 10303-501—2006	Системы автоматизации производства и их интеграция. Представление данных об изделии и обмен этими данными. Часть 501. Прикладные интерпретированные конструкции. Каркасное представление формы на основе ребер; (IDT). — Введен впервые; Введ. 01.07.2007 с правом досрочного применения

Р ИСО 10303-502—2006	Системы автоматизации производства и их интеграция. Представление данных об изделии и обмен этими данными. Часть 502. Прикладные интерпретированные конструкции. Каркасное представление формы на основе оболочек; (IDT). — Введен впервые; Введ. 01.07.2007 с правом досрочного применения
Р ИСО 10303—503—2006	Системы автоматизации производства и их интеграция. Представление данных об изделии и обмен этими данными. Часть 503. Прикладные интерпретированные конструкции. Геометрически ограниченное двумерное каркасное представление формы; (IDT). — Введен впервые; Введ. 01.07.2007 с правом досрочного применения
Р ИСО 10303-504—2006	Системы автоматизации производства и их интеграция. Представление данных об изделии и обмен этими данными. Часть 504. Прикладные интерпретированные конструкции. Пояснения на чертежах; (IDT). — Введен впервые; Введ. 01.07.2007 с правом досрочного применения
Р ИСО 13584-1—2006	Системы автоматизации производства и их интеграция. Библиотека деталей. Часть 1. Обзор и основные принципы; (IDT). — Введен впервые; Введ. 01.07.2007 с правом досрочного применения
Р ИСО 13584-20—2006	Системы автоматизации производства и их интеграция. Библиотека деталей. Часть 20. Логический ресурс. Логическая модель выражений; (IDT). — Введен впервые; Введ. 01.07.2007 с правом досрочного применение
Р ИСО 13584-26—2006	Системы автоматизации производства и их интеграция. Библиотека деталей. Часть 26. Логический ресурс. Идентификация поставщика информации; (IDT). — Введен впервые; Введ. 01.07.2007 с правом досрочного применения
77.120.30 5017—2006*	Бронзы оловянные, обрабатываемые давлением. Марки. — Взамен ГОСТ 5017—74; Введ. 01.01.2008
492—2006**	Никель, сплавы никелевые и медно-никелевые, обрабатываемые давлением. Марки. — Взамен ГОСТ 492—73; Введ. 01.01.2008
77.150.30 1173—2006***	Фольга, ленты, листы и плиты медные. Технические условия. — Взамен ГОСТ 1173—93, ГОСТ 495—92; Введ. 01.01.2008
2060—2006**	Прутки латунные. Технические условия. — Взамен ГОСТ 2060—90; Введ. 01.01.2008
1535—2006***	Прутки медные. Технические условия. — Взамен ГОСТ 1535—91; Введ. 01.01.2008

*Межгосударственный стандарт введен в действие в качестве национального стандарта РФ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 27.12.2006 № 497-ст.

** Межгосударственный стандарт введен в действие в качестве национального стандарта РФ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 27.12.2006 № 498-ст.

*** Межгосударственный стандарт введен в действие в качестве национального стандарта РФ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 27.12.2006 № 496-ст.

**** Межгосударственный стандарт введен в действие в качестве национального стандарта РФ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 26.01.2007 № 1-ст.

87.040 Р 52663—2006 (ИСО 2813:1994)	Материалы лакокрасочные. Метод определения блеска лакокрасочных покрытий, не обладающих металлическим эффектом, под углом 20°, 60° и 85°; (MOD). — Введен впервые, Введ. 01.01.2008
75.160 Р 52709—2007	Топлива дизельные. Определение цетанового числа. — Введен впервые; Введ. 01.07.2007
75.160.20 Р 52660—2006 (ЕН ИСО 20884:2004)	Топлива автомобильные. Метод определения содержания серы рентгенофлуоресцентной спектрометрией с дисперсией по длине волны; (MOD). — Введен впервые; Введ. 01.01.2008
17.140.30 ИСО 362—2006	Шум. Измерение шума, излучаемого дорожными транспортными средствами при разгоне. Технический метод; (IDT). — Введен впервые; Введ. 01.07.2007; Т34
31330.1—2006 (ИСО 11819—1:1997)	Шум. Оценка влияния дорожного покрытия на транспортный шум. Часть 1. Статистический метод; (MOD). — Введен впервые; Введ. 01.07.2007; Т34
21.060.10 **Р** 52627—2006 (ИСО 898-1:1999)	Болты, винты и шпильки. Механические свойства и методы испытаний; (MOD). — Введен впервые; Введ. 01.01.2008; Г31
21.060.20 **Р** 25628—2006 (ИСО 898-2:1992, ИСО 898-6:1994)	Гайки. Механические свойства и методы испытаний; (MOD). — Введен впервые; Введ. 01.01.2008; Г32
25.040.40 Р ИСО 10303-514-2007	Системы автоматизации производства и их интеграция. Представление данных об изделии и обмен этими данными. Часть 514. Прикладные интерпретированные конструкции. Расширенное граничное представление; (IDT). — Введен впервые; Введ. 01.09.2007 с правом досрочного применения; П87
Р ИСО 10303-515—2007	Системы автоматизации производства и их интеграция. Представление данных об изделии и обмен этими данными. Часть 515. Прикладные интерпретированные конструкции. Конструктивная блочная геометрия; (IDT). — Введен впервые; Введ. 01.09.2007 с правом досрочного применения; П87
Р ИСО 10303-519—2007	Системы автоматизации производства и их интеграция. Представление данных об изделии и обмен этими данными. Часть 519. Прикладные интерпретированные конструкции. Геометрические допуски; (IDT). — Введен впервые; Введ. 01.09.2007 с правом досрочного применения; П87
Р ИСО 10303-520—2007	Системы автоматизации производства и их интеграция. Представление данных об изделии и обмен этими данными. Часть 520. Прикладные интерпретированные конструкции. Ассоциативные элементы чертежей; (IDT). — Введен впервые; Введ. 01.09.2007 с правом досрочного применения; П87

***** Межгосударственный стандарт введен в действие в качестве национального стандарта РФ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 27.12.2006 № 499-ст.

НОВЫЕ ПОСТУПЛЕНИЯ СТАНДАРТОВ ИСО И МЭК В ФЕДЕРАЛЬНЫЙ ИНФОРМАЦИОННЫЙ ФОНД ТЕХНИЧЕСКИХ РЕГЛАМЕНТОВ И СТАНДАРТОВ

01.100.20 ISO 2692:2006	Геометрические характеристики изделий. Допуски на геометрические параметры. Максимальное требование к материалу, минимальное требование к материалу и требование к принципу обратимости
01.140.30 ISO 3166—1:2006	Коды для представления названий стран и их подразделений. Часть 1. Коды стран
43.020 ISO 13674—2:2006	Транспорт дорожный. Метод испытания для количественного представления характеристик управления по центру. Часть 2. Испытание перехода
43.040.10 ISO 19813:2006	Транспорт дорожный. Системы зажигания. Методы испытаний и требования к колпачкам для защиты от высокого напряжения на катушках верхней части свечи и карандаша
43.040.15 ISO 22902—1:2006	Транспорт дорожный. Автомобильный интерфейс для мультимедиа. Часть 1. Общий технический обзор
ISO 22902—2:2006	Транспорт дорожный. Автомобильный интерфейс для мультимедиа. Часть 2. Случаи использования
ISO 22902—3:2006	Транспорт дорожный. Автомобильный интерфейс для мультимедиа. Часть 3. Требования к системе
ISO 22902—4:2006	Транспорт дорожный. Автомобильный интерфейс для мультимедиа. Часть 4. Требования к сетевому протоколу для доступа к интерфейсу
ISO 22902—5:2006	Транспорт дорожный. Автомобильный интерфейс для мультимедиа. Часть 5. Набор общих сообщений
ISO 22902—6:2006	Транспорт дорожный. Автомобильный интерфейс для мультимедиа. Часть 6. Требования к интерфейсу транспортного средства
ISO 22902—7:2006	Транспорт дорожный. Автомобильный интерфейс для мультимедиа. Часть 7. Физическая спецификация
ISO 11898—3:2006/ Cor. 1:2006	Транспорт дорожный. Местная контроллерная сеть (CAN). Часть 3. Низкоскоростной интерфейс, толерантный к отказам и зависимый от среды. Техническая поправка 1
43.040.60 ISO/PAS 11154:2006	Транспорт дорожный. Несущие элементы крыши
43.040.70 ISO 3842:2006	Транспорт дорожный. Опорно-сцепные устройства. Взаимозаменяемость
43.040.80 ISO 22896:2006	Транспорт дорожный. Установка и сенсорная шина для систем безопасности пассажиров

43.060.40 ISO 22241—1:2006	Дизельные двигатели. Ингибитор коррозии AUS 32. Часть 1. Требования к качеству
ISO 22241—2:2006	Дизельные двигатели. Ингибитор коррозии AUS 32. Часть 2. Методы испытаний
43.060.50 ISO 19812:2006	Транспорт дорожный. Компактные свечи зажигания M10 × 1 с плоским гнездом и шестиугольником 16 мм и их корпусы для крышки цилиндра
ISO 11565:2006	Транспорт дорожный. Свечи зажигания. Методы испытаний и требования
43.080.01 ISO 16234:2006	Автомобили и автобусы неиндивидуального пользования большой грузоподъемности. Продолжительное торможение на поверхности с дробным коэффициентом трения. Метод испытания по разомкнутому циклу
43.100 ISO 9816:2006	Автомобили легковые. Реакции автомобиля на выключение двигателя при повороте. Метод испытания с разомкнутым рабочим циклом
43.120 ISO 23273—3:2006	Топливные баки для дорожного транспорта. Технические требования безопасности. Часть 3. Защита людей от электрического удара
43.180 ISO 14229:2006	Транспорт дорожный. Единые диагностические службы. Технические характеристики и требования

ИЗДАТЕЛЬСТВО "МАШИНОСТРОЕНИЕ"
представляет

Богодухов С.И., Гребнюк В.Ф., Проскурин А.Д.

Обработка упрочненных поверхностей в машиностроении и ремонтном производстве:

Учебное пособие 1-е изд. - М: Машиностроение, 2005. - 256 с. ISBN: 5-217-03257-X. Цена 297 р. (с НДС)

Приведены сведения по основам технологических процессов обработки упрочненных поверхностей и условиям обеспечения заданной точности и физико-механических характеристик.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров "Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств" и направлению подготовки дипломированных специалистов "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств".

Заявки на книгу направляйте в отдел реализации по факсу: (495) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru;
по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., 4, ОАО "Издательство "Машиностроение".
Справки о наличии книг, выписке счетов и отправке изданий по телефонам: (495) 269-66-00, 269-52-98.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МИНИ-ЭКСКАВАТОРЫ ФИРМЫ TAKEUCHI

Новые модели

Новые модели экскаваторов — это результат многолетних разработок фирмы Takeuchi, тщательного тестирования и улучшения продукции, основанных на пожеланиях потребителей. Разработанные с использованием новейших технологий в области мини-техники, они представляют собой новый эталон колесного типа экскаваторов.

TB014 и TB016

Масса моделей TB014 и TB016 соответственно равна 1410 и 1500 кг.

Основные преимущества экскаваторов следующие.

Обтекаемая форма кабины

Улучшает видимость и облегчает управление на ограниченных пространствах.

Полностью регулируемое подвесное сидение

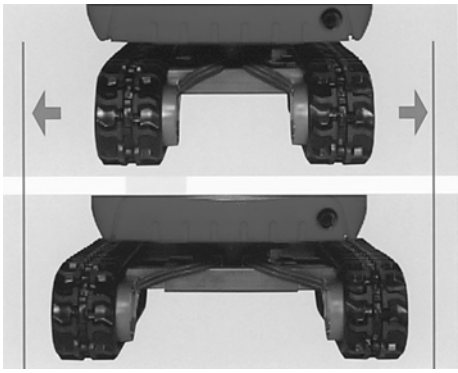
Гарантирует продолжительную работу при минимальной утомляемости оператора.

Простота управления

В моделях TB014 и TB016 сохранены те функции, которые стали популярными на оборудовании фирмы TAKEUCHI в прошлом, такие как вспомогательная гидравлика и автоматическое регулирование. Доступ к органам управления этими функциями упрощен вследствие компактного расположения на панели.

Двухреберные гусеничные траки

Усиливают сцепление с поверхностью, что продлевает срок службы шасси и исключает слетание гусеничного трака с обода даже на подъеме.



Расстояние между гусеничными траками в мод. TB016 можно регулировать от 980 мм для работ на узком пространстве до 1300 мм для обеспечения лучшей устойчивости при подъеме тяжелых грузов, при боковом копании, при работе с навесным оборудованием и на неровной поверхности.

Преимущества двух разных по размеру моделей экскаваторов сочетаются в одной машине.

Дизель новой серии

Отвечает самым строгим стандартам по выбросу выпускных газов, а также производит минимум шума, что делает его пригодным для работы в городских условиях.

Ограничительное устройство стрелы

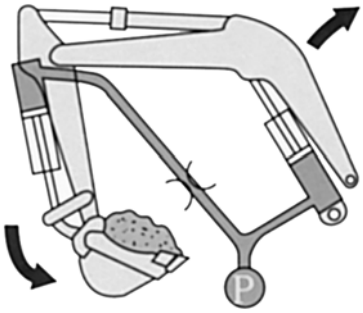
Полностью исключает стирание тросов об осколки строительного мусора и обеспечивает наилучшую видимость для оператора.

Дисковые гидравлические стояночные тормозные механизмы с амортизаторами

Не протекают и не ломаются. Это очень важно, особенно когда экскаватор стоит на наклонной поверхности.

Удобное одновременное управление стрелой и ковшом

Уменьшает время рабочего цикла. Скорость управления не снижается, когда стрела экскаватора погружается в котлован и поднимается из него.



Аксиально-поршневые гидравлические насосы, автоматически регулируемые

При изменении нагрузки позволяют изменять расход топлива и давление в зависимости от нагрузки на гидравлическую систему. Отношение силы копания экскаватора и скорости движения поршня насоса постоянно меняется в зависимости от нагрузки на экскаватор.

Стопорный рычаг

Позволяет заблокировать движение и управление для безопасного входа оператора в кабину и выхода из нее.

Задние фары

Повышают уровень безопасности, визуально предупреждая о нахождении лиц в зоне работы экскаватора.

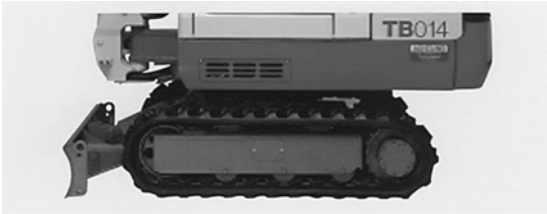
Система экстренного выключения двигателя

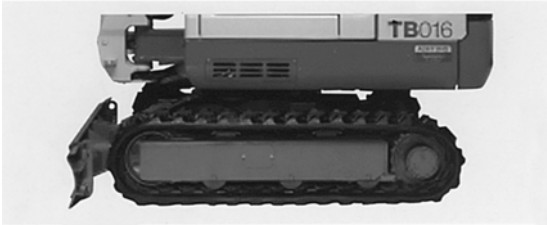
Автоматически устанавливает его работу на холостом ходу в случае повышения температуры охлаждающей жидкости и полностью выключает его при чрезмерном падении давления в смазочной системе двигателя.

Это позволяет предотвратить поломку двигателя, вызванную невнимательностью операторов.

Удлиненные гусеничные траки в мод. TB016

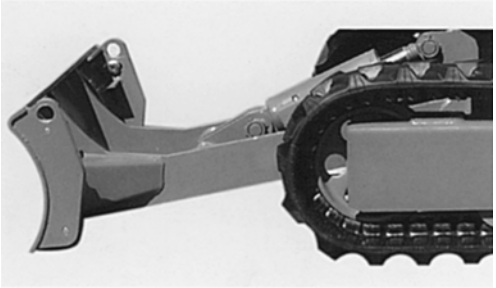
В сочетании с возможностью регулировки ширины между ними обеспечивают наилучшую устойчивость экскаватора.





Удлиненная телескопическая стрела

Позволяет расширить диапазон работы экскаватора.



Чугунный противовес

Предохраняет моторный отсек от случайных повреждений во время работы на ограниченном пространстве.

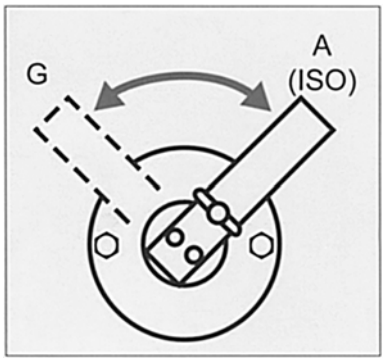
Опции

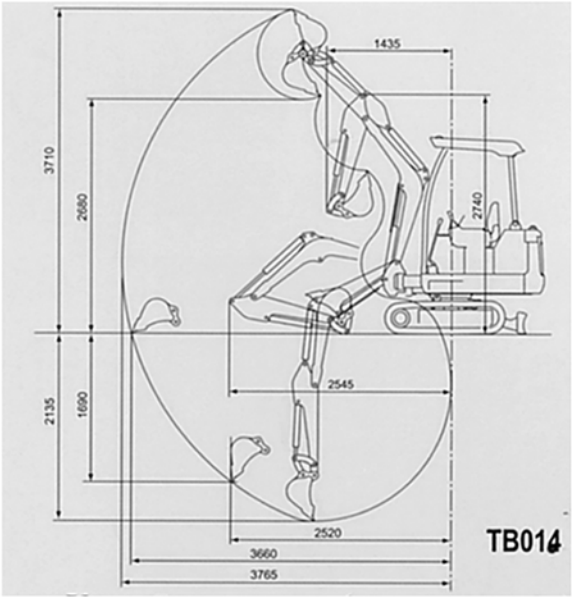
Гидромолот TKB71

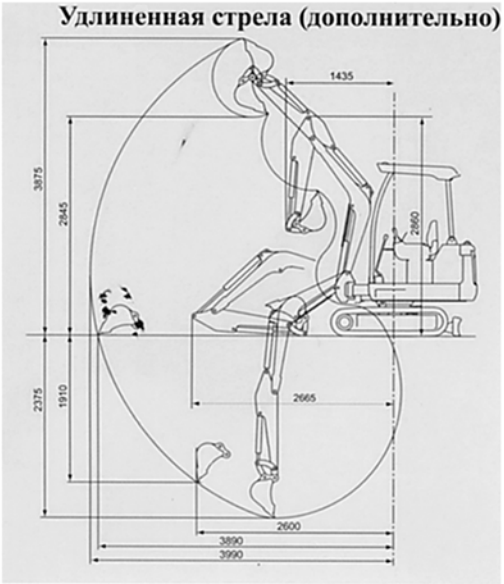
Подходит к мини-экскаватору по объему гидравлического потока, давлению и рабочей мощности, обеспечивая максимальную эффективность во время дробления бетона и проведения демонтажных работ.

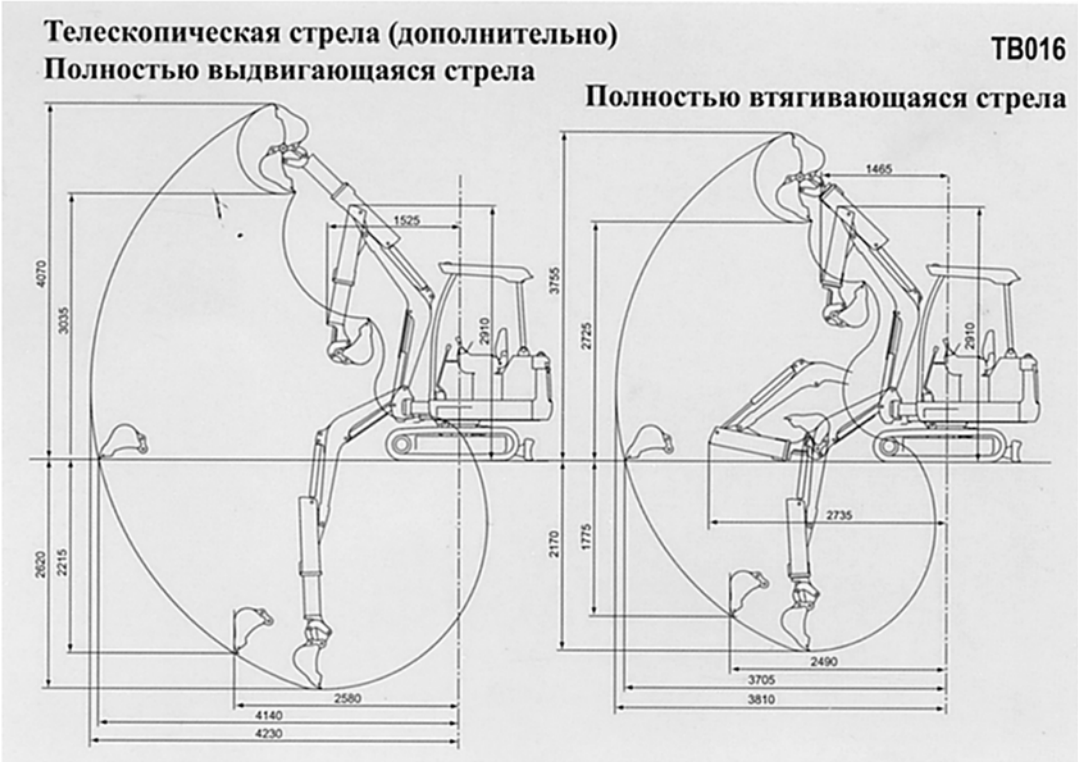
Звуковой сигнал

В качестве дополнительного средства безопасности предупреждает лиц о нахождении экскаватора в зоне работы.




1435
3710
2680
2740
2545
2135
1690
2520
3660
3765
TB014


Удлиненная стрела (дополнительно)
1435
3875
2945
2860
2665
2375
1910
2600
3890
3990


Телескопическая стрела (дополнительно)
Полностью выдвигающаяся стрела
TB016
Полностью втягивающаяся стрела
1525
4070
3035
2910
2620
2215
2580
4140
4230
1465
3755
2725
2910
2735
2170
1775
2490
3705
3810

Основные технические данные

Наименование	TB014		TB016	
	навес	кабина	навес	кабина
Масса машины, кг	1,410	1,525	1,500	1,615
КОВШ				
Объем ковша, $м^3$	0,028		0,038	
Ширина ковша, мм	440			
ДИЗЕЛЬ				
Модель	3TNE68-NTB 3CYL. 4CYL.			
Тип	9			
Мощность, кВт	51			
Крутящий момент, Н • м	1,7			
Рабочий объем двигателя, мл	784			
Объем охлаждающей жидкости, л	2,9			
Объем смазочного материала, л	2,8			
Объем топливного бака, л	21			
ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ				
Длина, мм	3,560		3,695	
Ширина, мм	980		980/1,300	
Высота, мм	2,260		2,295	
Радиус поворота, м	1,085			
Минимальный дорожный просвет, мм	220		205	
РАБОТОСПОСОБНОСТЬ				
Скорость движения, км/ч	2,2		2,4/4,6	
Частота вращения, $мин^{-1}$	9			
Максимальный преодолеваемый подъем, 0/%	30/58			
Максимальное копательное усилие ковша, кН	12,1		13,1	
Максимальное копательное усилие стрелы, кН	8,5		9	
Давление на грунт, кПа	26,4		24,9	
ОТВАЛ БУЛЬДОЗЕРА, мм				
Ширина × длина	980 × 250		1300 × 250	
Рабочий диапазон вверх/вниз	215/235			
ОТКЛОНЕНИЕ ПРИ КОПАНИИ				
Тип	Вращающаяся стрела			
Угол смещения (право/лево)	50°/90°	50°/75°	50°/90°	50°/75°
СИСТЕМА СЦЕПЛЕНИЯ				
Гусеничный тип	Резина/железо			
Ширина гусеничной ленты, мм	230			
РАБОЧИЙ ДИАПАЗОН				
Максимальная глубина копания	1,925		2,175	
Максимальная вертикальная глубина копания	1,525		1,715	
Максимальная высота отвала	2,545	2,440	2,700	2,575
Максимальная высота копания	3,580	3,460	3,730	3,590
Максимальный радиус копания	3,580		3,800	

Продолжение

Наименование	TB014		TB016	
	навес	кабина	навес	кабина
Максимальный радиус копания на поверхн.	3,465		3,700	
Минимальный радиус поворота	1,160/995		1,200/1,000	
Максимальное отклонение ковша (вправо/влево)	525/445	520/445	525/445	520/445
ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СИСТЕМА				
Тип насоса	Variable (P1 + P2) + Gear (P3)			
Давление сжатия, МПа	18,1 × 2 + 17,7 × 1		19,6 × 2 + 17,7 × 1	
Расход гидравлического масла, л/мин	16,4 × 2 + 10,1 × 1			
Порт молота и сервиса, л/мин	33			
Вращающий мотор	Orbit		Orbit	
Тяговый мотор	Orbit		Axial Piston	
Объем гидравлического бака, л	23			

TCR50
Масса 4740 кг

Основные преимущества следующие.

Противоударная крыша кабины

Обеспечивает полную безопасность оператора.

Изоляционная сборка кабины

Сокращает уровень шума и вибрации, обеспечивая комфорт оператора и повышая его работоспособность.

Регулируемое подвесное сиденье

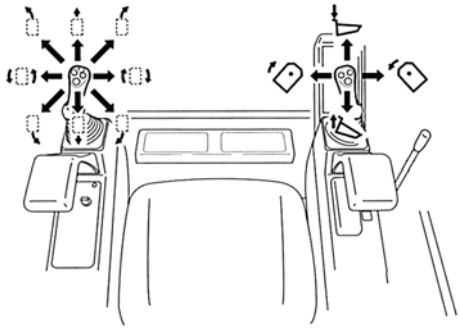
Обеспечивает максимальный комфорт и снижает утомляемость оператора.

Два режима скорости движения

Можно выбрать с помощью кнопки на левом рычаге управления, позволяют TCR50 увеличивать скорость на участках с хорошим дорожным покрытием и замедлять в труднопроходимых местах.

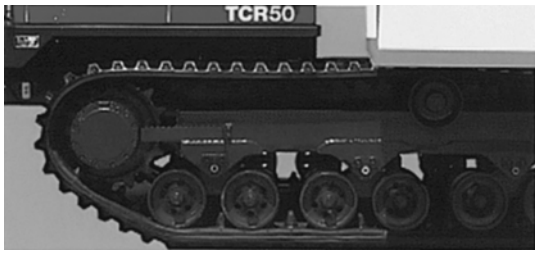
Надежный гидравлический механизм с системой амортизации на гусеничном тормозном механизме

Обеспечивает безопасную остановку работ при повороте погрузчика.



Конический ролик, поддерживающий гусеничный тракт

Увеличивает срок работы при постоянных нагрузках.



Два рычага управления

Позволяют легко осуществлять контроль над всеми выполняемыми операциями. Левый рычаг контролирует направление и скорость движения погрузчика, правый рычаг — работу платформы.

Мощность гидравлического механизма автоматически регулируется в зависимости от загрузки платформы.

Рычаг экстренного выключения

Блокирует функции движения и погрузки, обеспечивая безопасный вход оператора в кабину и выход из нее.

Платформа

Может вращаться на 90° как влево, так и вправо, что позволяет занять оптимальную позицию для разгрузки.

Автоматический индикатор

Показывает, когда платформа находится в центральной позиции.

Надежный гидравлический механизм с системой амортизации на поворотном тормозном механизме

Обеспечивает безопасную остановку работ при повороте платформы.

Забота об окружающей среде

Двигатель удовлетворяет новейшим стандартам по выбросу выпускных газов, а также производит минимум шума, что делает его пригодным для работы в городских условиях.

Конструкция и удобное расположение моторного отсека

Позволяют с легкостью осуществлять ежедневное техническое обслуживание.

Цилиндр платформы (соединительная тяга, головка) и ось вращения

Можно обслуживать и при загруженной платформе.

Система экстренного выключения двигателя

Предотвращает его поломку в случае утечки масла или охлаждающей жидкости.

Визуальные и акустические сигналы

Сообщают о необходимости замены гидравлического фильтра.

Основные технические данные

Масса, кг	5680
ДВИГАТЕЛЬ	
Модель	4106
Мощность, кВт	67,7
Частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	2500
Число цилиндров	4
Объем двигателя, мл	4412
Максимальный крутящий момент, Н • м	292
РАЗМЕРЫ	
Длина, мм	4660
Ширина, мм	2000
Высота, мм	2720
РАБОТОСПОСОБНОСТЬ	
Максимальная грузоподъемность, кг	3700
ПАРАМЕТРЫ ПЛАТФОРМЫ	
Длина, мм	2615
Максимальная глубина, мм	285
Высота перекрытия, мм	1345
Высота удара, мм	1630
Максимальная высота отвала, мм	3625
Минимальная высота отвала, мм	900
Максимальная загрузка отвала, кг	3700
Угол отвала, °	63
Максимальный угол поворота, °	30
ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СИСТЕМА	
Давление Р1, Р2, МПа	34,3
Давление	
кгс/см^2	210
Р3, МПа	20,6
Расход	
Р1, Р2, л/мин	127,5
Р3, л/мин	59,2
Скорость движения, км/ч	9,2
Сила движения, кН	34,8 × 2
Давление на грунт, кПа	19,9
Ширина колодки, мм	450
Длина опорной поверхности, мм	2500
Максимальный преодолеваемый подъем, °	30
Поддерживающий каток	1
Число роликов гусеничного тракта	8
Число зубьев звездочки	17
Дорожный просвет, мм	435