Грузовик с приложением

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"

Главный редактор
С. Н. Педенко

Редакционный совет:

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

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

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

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

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

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

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

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

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

В НОМЕРЕ

Конструкция

2 *Савченко А. С.* Бульдозерная техника

8 *Баженов С. П., Дмитриев С. А., Зельвник В. В.* Гидросистемы выпрямителя момента инерционной автоматической передачи городского автобуса

Исследования. Расчет

13 *Назаров А. Д.* Обеспечение уравновешенности двигателей V8 для общего случая размещения противовесов коленчатого вала

21 *Звягин Е. В., Бакатин Ю. П., Розенблат Г. М., Самойлов В. В.* Инновационное решение рабочего оборудования машины для мойки дорожного покрытия с рециклингом воды

Эксплуатация. Ремонт

28 *Подчинок В. М., Николаенко В. А., Латахина Е. В.* Методы совершенствования электропитания системы пуска автомобильных двигателей при низких температурах

34 *Горин С. Л., Харламов П. В.* Разработка комплекса средств для продления периода эксплуатации колес легковых автомобилей

Экология

36 *Щурин К. В., Третьяк Л. Н., Герасимов Е. М., Вольнов А. С.* Гармонизация стандартов Европейского Союза и Российской Федерации по оценке влияния автотранспорта на экологические системы городов

Информация

На вкладке: фестиваль "Мир автобусов—2012" в Коломне

48 *Abstracts of articlers*

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

9 '2012

УДК 621.878.25

А. С. Савченко, инженер-механик
(499) 268-38-32

БУЛЬДОЗЕРНАЯ ТЕХНИКА

Дается обзор современной бульдозерной техники компаний Caterpillar и Komatsu. Рассматриваются конструкции силовых агрегатов, ходовой части и бульдозерных отвалов.

Ключевые слова: *бульдозер, дизель, ходовая часть, гусеничная лента, отвал, бульдозерный отвал.*

Пожалуй, не найти более популярной у строителей машины, чем бульдозер. Это и неудивительно. Техническая простота, надежность и впечатляющая универсальность бульдозеров позволяют им играть главную роль практически на любой стройке, где речь идет о копании и передвижке сколько-нибудь значительных масс грунта на небольшое расстояние.

Техническая идея бульдозера действительно проста до примитивности. Металлический щит убедительных размеров и соответствующей прочности отвал надежно крепятся впереди мощного тягача (обычно это гусеничный трактор, хотя возможны и другие варианты) и бульдозер готов.

Надежность машины — следствие малого числа готовых комплектующих, используемых при сборке, а также краткости и простоты технологического цикла изготовления бульдозера в целом. Универсальность же бульдозера — заслуга гусеничного тягача, отличающегося высокой проходимостью, маневренностью, неприхотливостью в обслуживании и хорошей ремонтопригодностью.

Сфера применения бульдозеров чрезвычайно широка. Они с успехом используются везде, где требуется перемещение больших объемов грунта на короткие расстояния: при возведении и профилировании грунтовых насыпей, дорог, дамб и плотин, послойном снятии грунта на подготовительных и вскрышных работах, засыпке траншей и выемок, выравнивании грунтовых поверхностей и во многих других случаях. О популярности подобных работ свидетельствует и то, что зачастую машины других типов, например, экскаваторы, автогрейдеры и даже военная бронетехника, также оснащаются бульдозерными отвалами.

Главная машина

На протяжении десятилетий подавляющее большинство советских строителей пользовали только отечественные бульдозеры, наиболее массовые из которых созданы на базе тракторов МТЗ-60, МТЗ-80, ДТ-54, ДТ-75, Т-100, Т-130, ДЭТ-250 и Т-330. Гигантские объемы земли были перемещены и уложены в грунтовые сооружения различного назначения этими бульдозерами по всей территории бывшего СССР. Десятки тысяч бульдозеристов в сапогах и промасленных спецовках мерзли зимой и парились летом в кабинах этих машин, зарабатывая свой нелегкий хлеб.

С середины семидесятых годов до широких масс трудящихся стали доходить сказочные слухи о том, что где-то на алмазных (или золотых?) сибирских копях якобы работают какие-то необыкновенные бульдозеры «из-за бугра». Они легко справляются с вечной мерзлотой, в их кабинах по желанию тепло или прохладно и всегда тихо и уютно, их не надо ежедневно обходить с ключом и кувалдой, и даже солярку в бак можно заливать не выходя из кабины. Слухи росли и распространялись, подтверждались очевидцами и, наконец, уже на памяти нынешнего поколения материализовались в реальные, доступные любому строителю бульдозеры крупнейших американских и японских фирм, исправно отрабатывающие на многих российских стройках деньги, вложенные в них.

Бульдозеры Caterpillar

Безусловно, первенство по числу моделей бульдозеров держит компания Caterpillar. Эти бульдозеры хорошо известны отечественным строителям на про-

Рис. 1. Бульдозер Caterpillar D11R

Рис. 2. Бульдозер Caterpillar D8R

тяжении не одного десятка лет и заслуженно пользуются славой надежных и эффективных машин.

Фирма оснащает свои бульдозеры дизелями собственного производства, спроектированными с учетом особенностей работы землеройных машин, для которых важны повышенная мощность и увеличенный запас крутящего момента. В стандартном исполнении бульдозеры предназначены для тяжелых бульдозерных и обычных планировочных работ. Имеются также несколько версий, более приспособленных к отдельным работам.

Индекс XL свидетельствует о повышенной мощности и удлиненной базе, что обеспечивает высокие рабочие скорости, более равномерное распределение опорной нагрузки, улучшенную планировку и хорошую курсовую устойчивость (т. е. способность бульдозера двигаться прямолинейно без вмешательства оператора). Индекс M присваивается моделям бульдозеров с уширенной колеей и более широкими траками, позволяющими эффективно работать на рыхлых или излишне влажных грунтах. Индекс LGP свидетельствует, что площадь контакта гусениц с грунтом увеличена. Это гарантирует проходимость бульдозера на очень слабых, в том числе заболоченных, грунтах. Обратной стороной последнего достоинства является повышенные затраты мощности на движение и поворот бульдозера.

Шарниры гусениц бульдозера стандартного исполнения не требуют регулярной смазки, так как их уплотнения гарантируют безотказную работу в течение длительного времени. Усиленный вариант шарнира обладает большей износостойкостью и меньшей склонностью к развальцовке отверстия и трещинообразованию.

На модели бульдозера 5M XL (11 700 кг) и всех более тяжелых машинах Caterpillar гусеничная лента образует треугольный контур. Участок гусеницы, лежащий на грунте, ограничен двумя ведомыми звездочками (передней и задней), а ведущее колесо поднято высоко над опорной поверхностью. Благодаря этому бортовые передачи защищены от нагрузок, возникающих при поперечных смещениях рам гусеничных тележек и на неровностях грунта, и снижена вероятность попадания грязи внутрь механизмов бульдозера.

Высокая ходовая часть также позволяет улучшить обзор рабочей зоны с места оператора. Вместе с тем из-за высокого центра тяжести ухудшается устойчивость бульдозера и повышается нагруженность межтраковых шарниров и зубьев ведущей звездочки из-за меньшего угла ее охвата гусеницей. Ходовая часть бульдозеров D8R, D9R, D10R и D11R оборудована подвеской, а рама машин меньшей массы крепится к гусеничной тележке жестко.

Двигатели моделей бульдозеров D9R, D10R и D11R оснащены насос-форсунками с электронным управлением подачей топлива, которое повышает топливную экономичность, снижает дымность выхлопа, облегчает холодный запуск и компенсирует падение мощности в высокогорных условиях.

Все гусеничные бульдозеры Caterpillar оборудованы гидромеханической трансмиссией, состоящей из гидронасоса и двух бортовых гидромоторов, каждый из которых передает крутящий момент через тормоз и фрикцион на конечный планетарный редуктор. Маслопогруженные многодисковые тормоза и фрикционы надежны, долговечны и нетребовательны в эксплуатации.

Скорость, направление и реверсирование движения бульдозера контролируются многофункцио-

нальным рычагом джойстикового типа, расположенным слева от водителя. Центральная педаль позволяет замедлять движение и полностью останавливать бульдозер. Рабочее торможение происходит при выключении трансмиссии, стояночные тормоза включаются автоматически при падении давления в ходовой гидросистеме машины.

Особенностью ходовой трансмиссии гусеничных моделей бульдозеров является возможность поворота без прерывания потока мощности к одному из бортов бульдозера. Количество рычагов управления рабочими органами, расположенных справа от водителя, зависит от типоразмера бульдозера и колеблется от одного — у моделей D3C, D4C и D5C до трех — у более тяжелых бульдозеров. На моделях D10R и D11R используется сенсорное управление бортовыми фрикционами, что значительно облегчает труд оператора бульдозера.

Модели бульдозеров D3C, D4C и D5C оборудованы универсальной толкающей рамой и поворотным отвалом с перекосом в поперечной плоскости и изменяемым углом резания. Особенностью рабочего оборудования этих бульдозеров также является расположение брусьев толкающей рамы между гусеницами и корпусом тягача, а не снаружи, как в традиционных конструкциях.

Тяжелые модели бульдозеров, как правило, оборудуются и рыхлительным оборудованием, монтируемым сзади трактора на специальной управляемой гидравликой раме.

Количество зубьев может варьироваться от одного до трех в зависимости от прочности материала, для разрыхления которого они предназначены. Глубина рыхления твердых пород достигает полутора метров, при этом на зубе рыхлителя бульдозера возникает гигантское удельное давление. Область назначения колесных бульдозеров вообще и машин Caterpillar в частности, несколько отличается от таковой для гусеничных бульдозеров. Главным образом колесные бульдозеры используются на более легких грунтах и зачистных работах, что совершенно естественно, если учесть их меньшие тяговые возможности, повышенные скорости и «ранимость» резиновых покрышек. Они имеют много общих узлов и агрегатов с пневмоколесными погрузчиками, в том числе и шарнирносочлененную раму. Так же как и гусеничные, пневмоколесные бульдозеры оснащены двигателями Caterpillar, конструкция которых, кстати, предусматривает возможность капитального ремонта как модульного, так и с заменой отдельных деталей.

Бульдозеры американской фирмы снабжены механической трансмиссией с четырехступенчатой планетарной коробкой, позволяющей переключать передачи под нагрузкой, раздаточной коробкой, распределяющей крутящий момент между мостами, осевыми дифференциалами и планетарными бортовыми редукторами. Многодисковые маслопогруженные тормоза смонтированы в ступицах колес.

Модель D6K стала первой в новой линейке гусеничных бульдозеров Caterpillar, оснащенных новейшей гидростатической коробкой передач и ходовой частью SystemOne. Для осуществления плавного поворота или вращения гусениц в обратном направлении оператору нужно лишь воспользоваться панелью гидростатического управления, расположенной на левой подушке сиденья. Гидростатический привод предоставляет большой выбор рабочих скоростей — от нейтральной до 11 км/ч.

В конструкции ходовой части SystemOne предусмотрены долговечная звездочка срок службы которой, по словам представителей фирмы Caterpillar, вдвое или более превышает срок службы гусеничных цепей, а также усовершенствованная направляющая система, обеспечивающая контакт с беговыми дорожками, что способствует более эффективному удержанию звеньев цепи в системе катков. Кроме того, направляющее действие усиливается благодаря увеличенному диаметру реборды опорного катка.

Бульдозеры Komatsu

Не менее популярны на отечественном рынке строительной техники бульдозеры Komatsu. Современная конструкция делает их очень привлекательными для потребителей.

Рис. 3. Бульдозер Komatsu D355A

Рис. 4. Бульдозер Komatsu D155A

Кабина бульдозера оборудована системой безопасности, кондиционером, воздушными фильтрами, креслом анатомического профиля и регулируемой рулевой колонкой. Можно сказать, что по комфорту кабины японских бульдозеров практически не уступают салонам автомобилей среднего класса с учетом, конечно, «рабочей» специфики машины в целом.

Их условное обозначение состоит из следующих символов. Буква D говорит о принадлежности машины к гусеничным бульдозерам Komatsu, следующие за ней две или три цифры означают номер модели, соответствующий типоразмеру бульдозера, а затем в порядке появления буквы A или (для новейших моделей) E свидетельствуют, что машина поставляется в стандартном исполнении. Буква P вместо A или E говорит о том, что бульдозер оснащен уширенными траками и предназначен для слабых грунтов, буква L означает, что у бульдозера удлиненная база, а буква X — что бульдозер оснащен гидрообъемной системой управления движением. Цифры, следующие после всех буквенных обозначений, есть не что иное, как номер семейства, к которому принадлежит бульдозер. Чем больше последнее число, тем с более новой моделью бульдозера вы имеете дело.

Надо признать, что внешность новейших гусеничных бульдозеров Komatsu необычна и привлекательна. Оригинальный бронещит с выпуклой решеткой радиатора системы охлаждения, шестигранная кабина в виде усеченной треугольной призмы, граненый капот моторного отсека создают впечатление легкой и красивой машины.

Бульдозеры Komatsu оснащены дизелями собственного производства. Эти низкооборотные длинноходные двигатели с непосредственным впрыском, спроектированные с учетом особенностей работы бульдозеров, как землеройных машин, отличаются хорошими мощностными характеристиками, высоким крутящим моментом, топливной экономичностью и низкой токсичностью выхлопа.

Гидромеханическая ходовая трансмиссия традиционного типа представляет собой комбинацию гидротрансформатора, планетарной коробки с переключением передач под нагрузкой, главной передачи и бортовых редукторов. Изменение направления движения осуществляется комбинированным использованием бортовых фрикционов и тормозов. Многодисковые маслопогруженные фрикционы управляются рычагами через гидроусилители и не нуждаются в регулировке.

Один из наиболее популярных бульдозеров Komatsu — D355A-3.

Бортовые ленточные тормоза, имеющие педальное управление с гидроусилителями, также работают в масляной ванне. В последних моделях гусеничных бульдозеров Komatsu все управление движением машины осуществляется одним многофункциональным рычагом-джойстиком, расположенным слева от оператора, а ленточные тормоза заменены многодисковыми.

Модели бульдозеров Komatsu с индексом «X» оснащаются гидрообъемной системой изменения направления движения, позволяющей не прерывать поток мощности, подводимой к бортам при поворотах, и смягчающей ударные нагрузки на трансмиссию со стороны ведущих зубчатых колес.

Машины могут быть оборудованы различными типами бульдозерных отвалов: прямыми, сферическими и полусферическими, универсальными и полууниверсальными (по международной терминологии), поворотными (поворачивающимися в плане), с поперечным перекосом (когда один угол отвала поднят выше другого) и изменяемым углом резания. Для каждой из этих функций необходим свой гидроцилиндр (или два), так что общее их число доходит до 4—5. Тем не менее все возможные манипуляции с отвалом контролируются одним рычагом-джойстиком, расположенным справа от оператора бульдозера. Малые усилия на рычагах и их небольшой ход предотвращают усталость оператора, следовательно, повышают эффективность и безопасность работы бульдозера.

Установка дополнительного, но весьма популярного рабочего оборудования в виде рыхлительной системы, навешиваемой сзади бульдозера, безусловно, требует и дополнительных органов управления. Резервные гидравлические магистрали и распределители для этого предусмотрены, но управляется рыхлитель самостоятельной гидравлической системой, требующей от оператора бульдозера повышенного внимания.

Гусеничная лента чуть выпукла в верхней своей части из-за двух высоко расположенных поддерживающих роликов. Межтраковые шарниры смазываются, а их уплотнения предотвращают попадание туда абразивных частиц, что значительно увеличивает надежность и долговечность гусеничных цепей бульдозера. Герметичность и надежность уплотнений подшипников поддерживающих роликов, опорных катков, ленивцев и ведущих колес снижают трудоемкость обслуживания ходового оборудования и способствуют значительному повышению его надежности и долговечности.

В номенклатуре нестандартного оборудования предлагаются резиновые гусеничные ленты, обеспечивающие бесшумный ход бульдозера, щадящие опорное покрытие и вообще не требующие технического обслуживания (если не считать таковым их обязательный регулярный осмотр). Предлагаются резиновые гусеничные ленты двух типов: стандартные — для обычных грунтовых условий и расширенные — для работы на заболоченных участках. Соскакивание гусениц при маневрировании предотвращается применением ленивцев и опорных катков с высокими ребордами (бортиками).

О внимании, уделяемом условиям работы операторов американскими, европейскими и японскими машиностроителями, было так много сказано в предыдущих обзорах, что повторение того же, но применительно к бульдозерам не имеет смысла. Интереснее в связи с этим было бы отметить, что забота о человеке труда, провозглашаемая нами в течение многих лет, на практике реализовалась в убогих железных будках, не способных защитить бульдозериста даже от сквозняков, тогда как пресловутая капиталистическая эксплуатация и погоня за прибылью дала абсолютно противоположные и весьма "человечные" результаты. Это замечание не имеет политического подтекста, а свидетельствует лишь о том, что, по крайней мере в технике (и, наверное, в экономике), выбираемые методы не должны противоречить провозглашаемым целям.

Возвращаясь к кабинам бульдозеров Komatsu, можно добавить, что они в полной мере соответствуют любым, в том числе и самым строгим, требованиям к комфорту, безопасности и меньшей утомляемости оператора, сформулированным в документах международных и национальных сертификационных органов.

Одной из наиболее популярных новых моделей этого производителя является бульдозер Komatsu D275A-5. Для улучшения эксплуатационных характеристик машина имеет заниженный центр тяжести, который выразился в низком профиле машины. Помимо этого на D275A-5 установлены нове звенья гусеницы.

К тому же система привода имеет по семь опорных канатов на каждую гусеницу. Для улучшения сцепления с грунтом, на Komatsu D275A-5 были использованы K-образные каретки. По желанию заказчика, на модель, помимо отвала, может быть установлен, в качестве дополнительного оборудования, и рыхлитель.

Немного истории

Само слово «бульдозер» вошло в обиход еще в конце IXX в. В те времена «бульдозером» называли серьезную силу, которая способна протолкнуть большую массу. Лишь в 1929 г. это слово приобрело современное значение. Первые бульдозеры были огромными и шумными машинами. Тогда за свою мощь они и получили это прозвище.

Первые бульдозеры были изготовлены простым переоснащением тракторов. Для рытья каналов и строительства дамб, а также для других строительных работ на сельскохозяйственные тракторы стали монтировать спереди большую металлическую пластину.

Часто в теленовостях показывают, когда бульдозерные машины своими мощными гусеницами давят какую-нибудь конфискованную «пиратскую» продукцию. Именно из-за таких фактов у бульдозера сложился образ машины-разрушителя. Хотя по своему исходному назначению бульдозер — это в первую очередь строитель.

Бульдозерный отвал

Бульдозерным отвалом называется фрагмент тяжелой металлической пластины, которая устанавливается на фронтовой части трактора. Основной задачей отвала является толкание каких-либо элементов грунта: песка, грунта, строительного и бытового мусора и т. п. Фронтовой отвал может иметь один из трех вариантов формы: S-отвал, U-отвал и SU-отвал.

Первый вид отвала является самым коротким из всех и не имеет никаких искривлений. Отвал типа «U» представляет собой высокую и существенно искривленную пластину. SU-отвал, как не сложно догадаться из названия, сочетает в себе черты двух предыдущих видов, соответственно имеет среднюю высоту и искривления.

Стоит сказать, что из всех разновидностей земляных работ наибольшей точности требует финальная доводка и планировка поверхности участка. При движении машины по еще не выровненной поверхности, корпус бульдозера постоянно изменяет свое положение относительно грунта, что требует неустанного контроля положения отвала. Это является причиной повышенного внимания конструкторов бульдозерной техники к высокоточному управлению.

Рыхлители

Предназначены для послойного разрыхления прочных талых и мерзлых грунтов, горных пород и дорожных покрытий с целью их последующей разработки и/или перемещения.

Обычно рыхлители устанавливают в задней части машин, оснащенных бульдозерным оборудованием. Такая компоновка выравнивает давление гусениц бульдозерно-рыхлительного агрегата на опорную поверхность, что улучшает его тяговые характеристики и позволяет обойтись одной машиной при совмещении бульдозерных и рыхлительных работ на одном объекте.

Три группы

По целям работы и назначению все бульдозеры подразделяют на три группы. В первую группу входят бульдозерные машины, которые оснащены основными отвалами. Вторую группу составляют бульдозеры специального назначения, которые оборудованы специализированными отвалами. Каждый из этих бульдозеров предназначен для проведения конкретных работ.

И последнюю, третью группу составляют бульдозеры многоцелевого назначения. В этом случае на трактора сзади монтируется специальное рабочее оборудование, среди которого может быть плужный нож для укладки кабеля и цепной траншеекопатель, тяговая лебедка и рыхлительный агрегат и др.

Труд бульдозера

Основная задача, которая во все времена ставилась перед бульдозером — это перемещение больших объемов грунта на короткие расстояния. В отличие от погрузчиков, которые порой применяются для тех же целей, бульдозер осуществляет перемещение, не отрывая сдвигаемую массу от земли, т. е. переталкивая ее. В то же время погрузчику необходимо поднять массу в ковше.

Таким образом, несмотря на то, что скорость движения погрузчика выше, чем у бульдозера (особенно гусеничного), ему приходится совершать дополнительные действия. В свою очередь, бульдозер за счет меньшего количества действий выполняет эту работу быстрее, и, что немаловажно, качественнее, так как зафиксированный отвал позволяет снимать слой грунта до определенного, четко обусловленного уровня.

Бульдозер является основным типом специальных машин, которые, можно сказать, первыми начинают работу на любом строительном объекте. Это обусловлено тем, что именно бульдозер выполняет задачи по очистке строительного участка от природного и бытового мусора.

В задачи, которые ставятся перед бульдозером, входит создание ровного чистого участка грунта, на базе которого в будущем экскаваторные машины начнут рыть котлован. Таким образом, бульдозерам приходится работать в самых тяжелых условиях, ведь остальная строительная техника приходит на уже подготовленный участок. Именно поэтому бульдозер должен быть неприхотливым к условиям работы, мощным и надежным в эксплуатации.

Требования к качеству выполнения строительных работ постоянно растут, и, значит, все больше требований возникает к работе бульдозера.

Трудно представить себе строительную площадку крупного объекта, на которой бы не использовались бульдозеры.

Просто незаменим!

Каких бы размеров ни был бульдозер, это всегда достаточно мощная машина. Ведь именно мощность является одним из ключевых характеристик этой спецтехники. Используя собственную массу, бульдозеры при помощи фронтального отвала перемещают большие объемы грунта или тяжелые предметы на небольшое расстояние.

Именно поэтому бульдозерная техника является, по большому счету, незаменимой при работах по очистке и подготовке территории. На большинстве бульдозеров используется гусеничный ход, который дает машине дополнительные преимущества — именно за счет гусениц бульдозеры могут работать в любых условиях на любых видах грунтов.

УДК 629.341

С. П. Баженов, С. А. Дмитриев, В. В. Зельвник,
Липецкий государственный технический университет
E-mail: Bspd@mail.ru

ГИДРОСИСТЕМЫ ВЫПРЯМИТЕЛЯ МОМЕНТА ИНЕРЦИОННОЙ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ГОРОДСКОГО АВТОБУСА

Описаны особенности гидросистем выпрямителя момента инерционной автоматической передачи городского автобуса. Даны характеристики их рабочего процесса на различных режимах работы автоматической передачи. Приведены аналитические зависимости для расчета основных показателей гидросистем выпрямителя момента.

Ключевые слова: *инерционная автоматическая передача, гидросистемы выпрямителя момента, характеристики рабочего процесса, основные показатели гидросистем.*

Одним из путей улучшения эксплуатационных показателей городского автобуса является применение инерционного гидродифференциального бесступенчатого автоматического трансформатора вращающего момента (ИГТВМ) [1, 2], заменяющего в трансмиссии машины сцепление и коробку передач.

Рассматриваемый ИГТВМ (рис. 1, 2) [3] содержит инерционный преобразователь момента двигателя *2* при ведущем звене — водиле, ведомом — центральной (солнечной) шестерне с пятью неуравновешенными сателлитами. В качестве выпрямителя инерционного момента использован дифференциальный ряд *4*, опорными звеньями которого поочередно становятся солнечная или коронная шестерни. Торможение опорных элементов осуществляется объемными гидромашинами, имеющими замкнутые контуры циркуляции с обратными клапанами противоположного действия. Конструктивные эле-

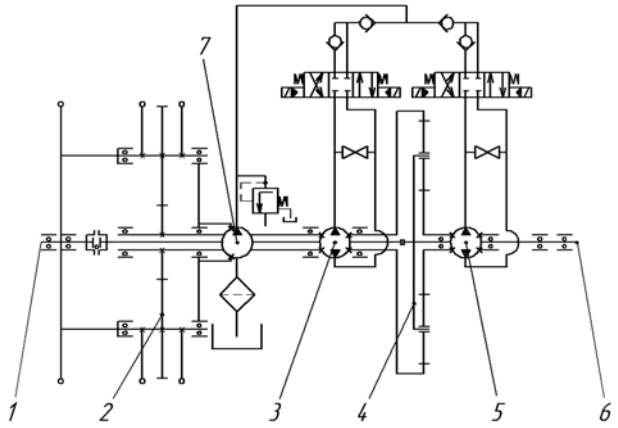

Рис. 1. Схема ИГТВМ городского автобуса

1 — ведущий вал; *2* — преобразователь момента; *3* — гидросистема тормоза реактора; *4* — дифференциальный ряд; *5* — гидросистема тормоза выходного вала; *6* — выходной вал; *7* — насос подпитки

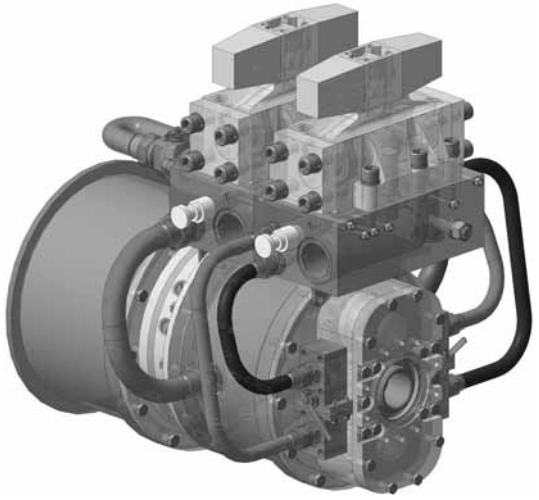

Рис. 2. Общий вид ИГТВМ городского автобуса

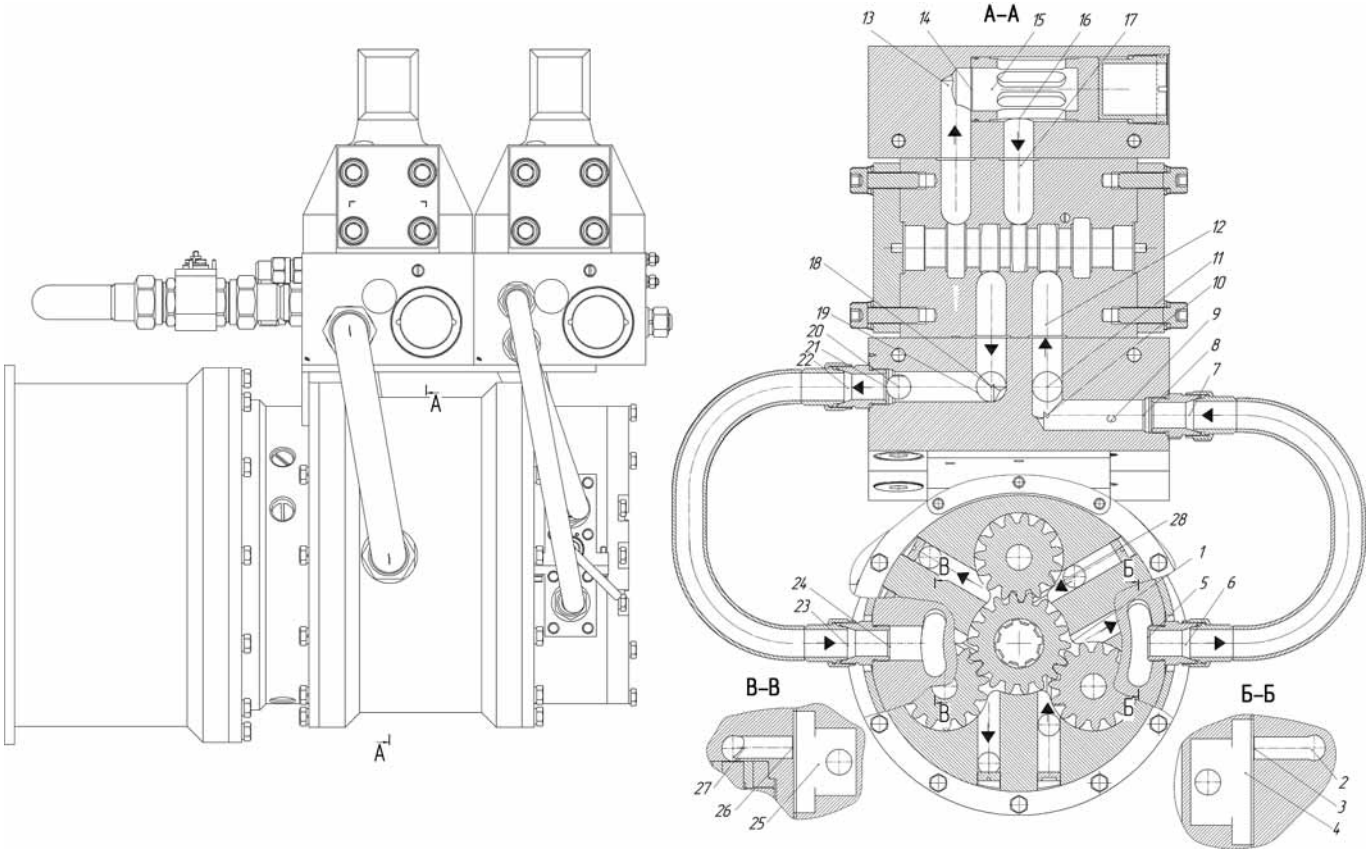

Рис. 3. Разрез корпусной гидросистемы (тормоза реактора).

Цифрами показаны местные сопротивления движению жидкости

менты обеих гидросистем (рис. 3, 4) включают каналы для подвода и отвода масла в корпусных деталях передачи, трубопроводы между каналами корпусов и клапанной коробкой, каналы в клапанной коробке, обратные клапаны, каналы в корпусе гидрораспределителя и золотниках.

Реверсирование вращения выходного вала передачи осуществляется изменением направления подачи масла в гидросистеме с помощью гидрораспределителя. В этом случае на ведомый вал ИГТВМ передается отрицательный импульс инерционного момента. Для обеспечения бесперебойной работы и отсутствия эффекта кавитации, каждый из замкнутых контуров циркуляции подключен через обратный клапан к насосу подпитки *7*, который обеспечивает также принудительную смазку элементов ИГТВМ. Для обеспечения возможности более эффективного торможения двигателем и запуска двигателя с буксира, предусмотрен вал обратной связи, соединенный через обгонную муфту с коленчатым валом.

Стоповый режим. На этом режиме обе гидромашины неподвижны. При этом они поочередно воспринимают импульсы инерционного момента, т. е. в гидросистемах периодически возникает давление: в корпусной гидросистеме при действии отрицательного импульса инерционного момента, в выходной — положительного.

Режим трансформации момента. В выходной гидросистеме в такте разгона реактора угловая скорость солнечной шестерни дифференциального ряда *4* по мере увеличения момента на коронном колесе постепенно уменьшается до нуля, после чего вследствие изменения направления действия инерционного момента, включается обратный клапан и происходит нарастание давления. В такте совместного движения давление в гидросистеме изменяется согласно величине инерционного момента при не-

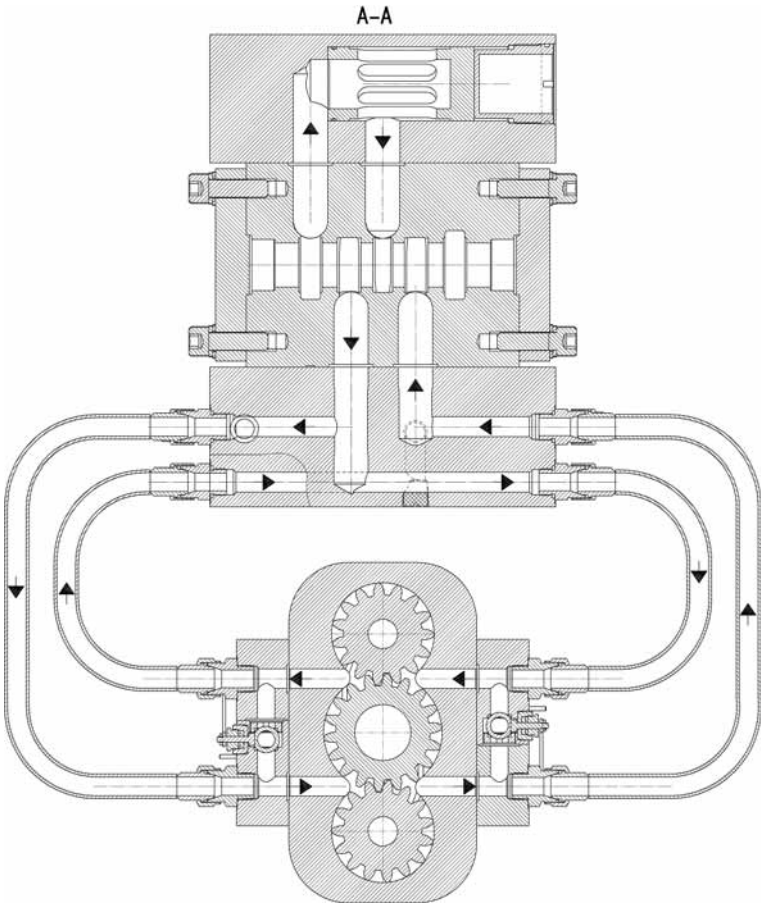

Рис. 4. Разрез выходной гидросистемы (тормоза выходного вала)

подвижной солнечной шестерне дифференциального ряда *4*. В тактах торможения и неподвижного реактора на солнечную шестерню выходной гидросистемы момент действует в сторону открытого обратного клапана, и масло свободно циркулирует по каналам.

У корпусной гидросистемы на такте разгона реактора с началом вращения солнечной шестерни импульсного механизма в положительную сторону давление уменьшается и начинается движение жидкости при открытом обратном клапане. Скорость ее движения возрастает до некоторого значения, соответствующего режиму работы ИГТВМ и далее остается постоянной в течение действия такта совместного движения до начала действия третьего такта. В третьем такте направление действия инерционного момента изменяется в обратную сторону, и скорость масла снижается до нуля. В начале четвертого такта включается обратный клапан, и давление в гидросистеме возрастает пропорционально величине действующего момента. Таким образом, в корпусной гидросистеме в тактах разгона, совместного движения и торможения реактора момент на ведущей шестерне направлен в сторону открытия обратного клапана, и масло свободно циркулирует по каналам. Только в четвертом такте в этой гидросистеме действует давление масла, пропорциональное закону изменения инерционного момента импульсного механизма при неподвижной солнечной шестерне импульсного механизма.

Режим динамической муфты. На этом режиме в корпусной гидросистеме при открытом обратном клапане масло свободно циркулирует по каналам. В выходной гидросистеме солнечная шестерня дифференциального ряда под действием инерционного момента неподвижна. Гидросистема находится под давлением, изменяющимся в соответствии с действующим инерционным моментом.

Таким образом, рабочий процесс гидросистем ИГТВМ состоит из периодов свободного хода и замкнутого состояния.

Для гидросистем выпрямителя момента наиболее подходящими для являются шестеренные гидромашины с конструктивно улучшенными узлами радиальной и торцевой герметизации. Объемный КПД таких машин достигает 0,98, а механический — 0,94 [5]. С положительной стороны шестеренные гидромашины характеризует их конструктивная простота, малая масса и наименьшие габаритные размеры, при всех прочих равных условиях по сравнению с другими типами объемных гидромашин.

Увеличение тормозного момента гидромашины в заданных габаритах достигается в многошестеренной конструкции. В таком варианте в гидромашине имеются несколько малых шестерен, находящихся в зацеплении с одним центральным зубчатым колесом большого диаметра. Так как малые шестерни равномерно расположены по окружности, радиальные силы на центральном колесе взаимоуничтожаются. Такая компоновка позволяет размещать гидротормоза соосно с валом реактора, опорными звеньями дифференциального ряда и получать значительный тормозной момент. Кроме того, в этом

случае гидромашины позволяют повышать крутящий момент за счет увеличения как числа равномерно работающих шестерен, так и рабочего объема.

Специфика работы гидромашины в качестве гидротормоза требует обеспечения постоянного присутствия в нагнетательной и всасывающей полостях рабочей жидкости для возможности нагружения прямым импульсом и «запирания» обратным клапаном при любом угле поворота приводного вала. Кроме того, гидропривод должен иметь механическую жесткость по отношению к нагрузке (минимальной податливостью под нагрузкой). Этот фактор обеспечивается высоким модулем упругости рабочей жидкости и герметичностью гидроагрегата. Наибольшее влияние на механическую жесткость гидротормоза оказывает герметичность, определяющаяся наличием и величиной внутренних зазоров в гидромашине.

Рабочая жидкость в гидросистеме является телом заклинивания и поэтому к ней предъявляются жесткие и противоречивые требования. Наиболее полно удовлетворяют требованиям, предъявляемым к рабочей жидкости, минеральные масла нефтяного происхождения, представляющие жидкие дистилляты, загущенные парафином, церезином и другими твердыми углеводородами. Основными показателями для оценки качества рабочей жидкости служат вязкостно-температурные ее свойства, химическая и физическая стабильность, агрессивность по отношению к резиновым уплотнительным деталям и смазочная способность. При включении гидротормоза вязкость должна быть наименьшей, что необходимо для быстрого закрытия обратного клапана.

При рабочем ходе для уменьшения мощности, потерянной с утечками в гидромашине, вязкость жидкости, напротив, должна быть высокой. Для данной гидросистемы целесообразно применить масло МГЕ-10А (ОСТ 38 01281—82), так как оно удовлетворяет заданным требованиям. Масло МГЕ-10А является глубоко деароматизированной низкозастывающей фракцией, полученной из продуктов гидрокрекинга парафинистых нефтей. Содержит загущающую, антиокислительную, антикоррозийную и противоизносную присадки. Предназначено для работы в диапазоне температур от –60 °С до +75 °С. Плотность $\rho = 860$ кг/м^3.

Обратный клапан предназначен для обеспечения одностороннего потока жидкости и устранения потока в обратном направлении. Промежуток времени между закрытием обратного клапана и остановкой вала гидромашины, работающей в качестве гидротормоза, должен составлять не более 0,03—0,04 с. Для гидросистемы, работающей при давлении свыше 10 МПа, наиболее подходят клапаны с конусным затвором.

Распределитель предназначен для управления потоком рабочей жидкости между участками гидросистемы. С помощью него осуществляется реверс гидромашин. Рабочим органом распределителя является перемещающийся в осевом направлении во втулке цилиндрический плунжер, на котором имеются кольцевые проточки. Подвод и отвод жидкости производятся через окна питания во втулке и соответствующие проточки плунжера. В гидросистеме выпрямителя момента используется четырехлинейный распределитель.

В качестве трубопроводов применяются бесшовные стальные цилиндрические трубы. Для соединения труб используется ниппельное (шаровое) соединение, которое может подвергаться частому демонтажу.

Для нормального функционирования ИГТВМ при проектировании необходимо обеспечить в периоды свободного хода минимальные потери в каналах циркуляции жидкости, требуемую частоту срабатывания обратных клапанов и необходимую прочность трубопроводов при действии максимальных давлений.

Расход рабочей жидкости $Q_{ср}$ в каждом контуре системы в режимах близких к переходу от режима трансформации момента к режиму динамической муфты будет составлять для шестеренной гидромашины [5]:

$$Q_{ср} = 5{,}5 d_н m b n,$$

где $d_н$ — диаметр начальной окружности ведущей шестерни; m — модуль шестерни шестерни; b — ширина шестерни; z — число зубьев; n — число оборотов.

Потери холостого хода гидромашин зависят в основном от деформации потока рабочей жидкости, изменения скорости и направления течения, сопро-

вождающимися закручиванием потока, образованием вихрей и т. п.

На всех участках гидросистемы режим течения жидкости будет турбулентный, так как Re > 2300 (для жидкости МГЕ-10А). Расчет потерь давления при течении жидкости может быть вычислен для всех участков (рис. 3) по формулам.

Для цилиндрического прямого отрезка трубопровода [5]:

$$\Delta p = \lambda_{\text{т}} \frac{L}{d} \frac{Q^2 \rho}{2f^2},$$

где $\lambda_{\text{т}}$ — коэффициент потерь при турбулентном потоке, для гладких цельнотянутых труб можно с достаточной точностью принимать при практических расчетах $\lambda_{\text{т}} = 0{,}025$; L и d — длина и диаметр внутреннего сечения рассматриваемого трубопровода; f — сечение трубопровода;

Для удобства расчета эту формулу можно представить в виде:

$$\Delta p = \lambda_{\text{Т}} \frac{8 L \rho Q^2}{\pi^2 d^5}.$$

Данные исследований [5] показывают, что для золотниковых распределителей критическим числом является значение $R_e = 100—250$, поэтому поток жидкости в распределителях является турбулентным. Потери напора в распределителе определяются зависимостью:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} \frac{Q^2}{s^2},$$

где Q — расход жидкости; s — площадь проходного сечения; ρ — плотность жидкости; ζ — коэффициент сопротивления.

Повышение температуры жидкости при ее циркуляции приближенно можно определить по выражению [5]:

$$\Delta t = 0{,}058 \cdot 10^5 \Delta p.$$

В процессе расчетов необходимо учитывать особенности рабочего процесса каждого участка гидросистем в соответствии с режимами работы ИГТВМ в тактах разгона, торможения, совместного движения и неподвижного реактора.

Наиболее напряженным в тепловом отношении, очевидно, будет режим динамической муфты, при котором в корпусной гидросистеме будет постоянно циркулировать жидкость в режиме свободного хода при частоте вращения ведущей шестерни гидромашины близкой к максимальной.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Патент** 2106554 РФ, МКИ F 16 H 47/04. Инерционный гидродифференциальный трансформатор вращающего момента / С. П. Баженов, В. М. Земин, А. А. Остапенко (РФ) — № 95113239. Заявлено 26.07.95. Опубл. 10.03.98. Бюл № 7. — 4 с.
2. **Патент** 1028924 РФ, МКИ F 16 H 47/04. Инерционный гидродифференциальный трансформатор вращающего момента / С. П. Баженов, С. Ф. Петров (РФ) — № 2879997. Заявлено 06.02.80. Опубл. 15.07.83. Бюл. № 26. — 6 с.
3. **Баженов, С. П.** Инерционная гидродифференциальная автоматическая передача для городского автобуса [Текст] / С. П. Баженов, С. А. Дмитриев. Материалы международной научно-техн. конф. ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров, посвященная 145-летию МГТУ «МАМИ». М.: МГТУ «МАМИ», 2010. — С. 32—37.
4. **Баженов, С. П.** Бесступенчатые передачи тяговых и транспортных машин [Текст] / С. П. Баженов. Липецк: ЛГТУ, 2003. — 81 с.
5. **Башта, Т. М.** Машиностроительная гидравлика [Текст] / Т. М. Башта. М.: Машиностроение, 1971. — 664 с.

УДК 621.9.06

А. Д. Назаров, д-р техн. наук,
Munaz Incorporated (г. Мемфис, США), тел.: 901-737-78-01 (Munaz Incorporated)

ОБЕСПЕЧЕНИЕ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ V8 ДЛЯ ОБЩЕГО СЛУЧАЯ РАЗМЕЩЕНИЯ ПРОТИВОВЕСОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Представлены теоретические основы компенсации суммарной неуравновешенной массы (СНМ) деталей КШМ путем увеличения массогеометрических параметров (МГП) противовесов коленчатого вала для общего случая уравновешивания двигателей V8. Приведены математические зависимости, с использованием которых определяют требуемые для компенсации СНМ деталей КШМ приращения МГП противовесов. В соответствии с увеличением МГП противовесов устанавливаются соответствующие им приращения радиуса их сектора. Они полностью компенсируют СНМ деталей КШМ, устраняют дополнительный свободный суммарный неуравновешенный момент и обеспечивают уравновешенность двигателей V8.

Ключевые слова: *суммарная неуравновешенная масса, компенсация, противовесы, увеличение радиуса сектора, уравновешенность двигателей.*

В V-образных восьмицилиндровых двигателях с углом развала цилиндров 90° (двигатели V8) на каждую шатунную шейку их коленчатого вала действует сумма $R_о$ сил инерции первого порядка от масс поступательно движущихся и центробежных сил инерции от масс вращающихся деталей КШМ. Вектор рассматриваемой силы направлен по радиусу кривошипа и перпендикулярен к оси шатунной шейки коленчатого вала. При расчетах и проектировании двигателей V8 ее определяют по формуле:

$$R_о = r\omega^2(m_j + 2m_R + m_к + 2к_р m_р + к_м m_м), \qquad (1)$$

где r и ω — радиус кривошипа и угловая скорость коленчатого вала; m_j и m_R — суммарная номинальная масса поступательно движущихся и вращающихся деталей КШМ, предусмотренных для установки в двигатели V8 при их первоначальном проектировании; $m_к$ — масса неуравновешенных частей колена вала; $к_р$ и $к_м$ — постоянные безразмерные конструктивные коэффициенты [1]; $m_р$ — номинальная масса пробки грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала; $m_м$ — масса моторного масла в полости шатунных шеек коленчатого вала работающего двигателя.

В рассматриваемых двигателях 1, 4-й и 2, 3-й кривошипы их коленчатого вала располагаются во взаимно перпендикулярных плоскостях. При этом силы $R_о$, действующие на 1-ю и 4-ю шатунные шейки коленчатого вала и находящиеся в одной плоскости, направлены в противоположные стороны и взаимно уравновешиваются. Указанные силы, действующие на 2-ю и 3-ю шатунные шейки коленчатого вала и расположенные в другой плоскости, перпендикулярной к первой, также направлены в противоположные стороны и уравновешивают друг друга. Поэтому геометрическая сумма сил $R_о$, действующая на коленчатый вал двигателей V8, равна нулю. Следовательно, в двигателях V8 силы инерции первого порядка и центробежные силы инерции, вызываемые массой соответственно поступательно движущихся и вращающихся деталей КШМ, уравновешены.

Наличие силы $R_о$ вызывает свободный суммарный неуравновешенный момент $M_{Rо}$, действующий в двигателях V8. Его значение и угол $\alpha_{Rо}$ действия вычисляют по формуле (рис. 1):

$$M_{Rо} = 3{,}162 r l_2 \omega^2(m_j + 2m_R + m_к + 2к_р m_р + к_м m_м); \qquad (2)$$

$$\mathrm{tg}\,\alpha_{Rо} = 1/3 = 0{,}333. \qquad (3)$$

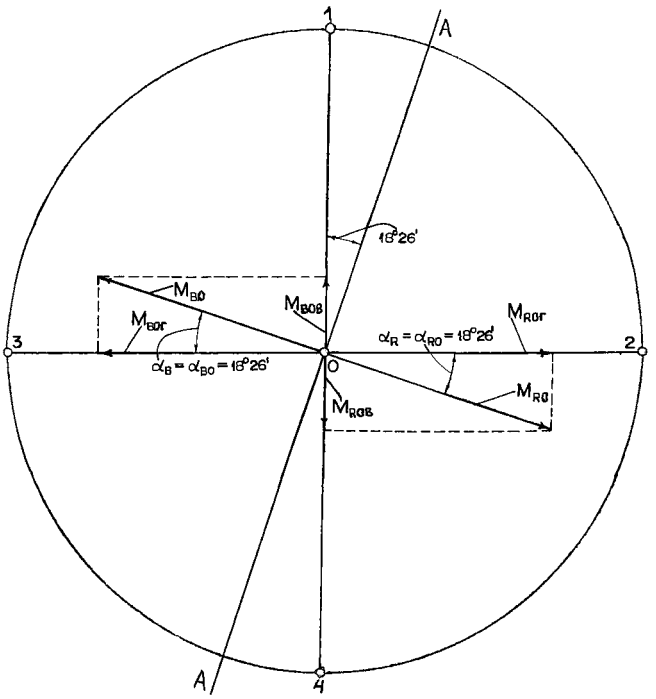

Рис. 1. Схемы образования и расположения создаваемых МГП противовесов коленчатого вала суммарного момента центробежных сил инерции для общего случая и действующего в двигателях V8 свободного суммарного неуравновешенного момента, соответствующих номинальной массе деталей КШМ, предусмотренных для установки в них при их первоначальном проектировании

Тогда имеем:

$$\alpha_{R0} = 18°26'. \quad (4)$$

Следовательно, момент M_{R0} действует в плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа на 18°26′ (см. рис. 1), вращается вместе с коленчатым валом и при неизменной частоте его вращения имеет постоянное значение. Он нарушает уравновешенность двигателей V8.

Момент M_{R0} уравновешивают установкой противовесов на продолжении отдельных или всех щек коленчатого вала. При определении числа схемы размещения, углов расположения, конфигурации и массогеометрических параметров (МГП) противовесов, линейных размеров коленчатого вала и выборе способа уравновешивания двигателей V8 в процессе их первоначального проектирования и изготовления следует исходить из необходимости обеспечения условий:

$$\bar{M}_{B0} = -\bar{M}_{R0}; \quad (5)$$

$$\alpha_{B0} = \alpha_{R0} = 18°26', \quad (6)$$

где M_{B0} — суммарный момент центробежных сил инерции от МГП противовесов, определенных при первоначальном проектировании двигателей V8 исходя из номинальной массы деталей КШМ, предусмотренных для установки в них; α_{B0} — угол действия момента M_{B0}.

В случае соблюдения требований формул (5) и (6), а без этого невозможно обеспечить уравновешенность двигателей V8, векторы моментов M_{R0} и M_{B0}, их вертикальной и горизонтальной составляющих располагаются в соответствии с рис. 1. При этом момент M_{B0}, также как и момент M_{R0}, действует в плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа на 18°26′ (см. рис. 1), вращается вместе с коленчатым валом и при неизменной его угловой скорости имеет постоянное значение. Моменты M_{R0} и M_{B0} действуют в одной плоскости, имеют одинаковые значения, их векторы направлены в противоположные стороны (см. рис. 1) и поэтому уравновешивают друг друга.

Следует отметить, что схемы образования рассматриваемых моментов, их составляющих и углов действия, представленные на рис. 1, справедливы для всех возможных на практике способов уравновешивания двигателей V8.

Определим значения суммарного момента центробежных сил инерции от МГП противовесов для общего случая, когда двигатели V8 уравновешивают установкой противовесов на продолжении отдельных или всех щек коленчатого вала. При этом углы размещения противовесов имеют произвольные значения.

Моменты центробежных сил инерции, вызываемые МГП противовесов, в общем случае вычисляют по выражениям:

$$M_{0i} = m_{Bi}\rho_i l_{Bi}\omega^2; \quad (7)$$

$$M_{0(i+1)} = m_{B(i+1)}\rho_{(i+1)} l_{B(i+1)}\omega^2; \quad (8)$$

$$M_{0j} = m_{Bj}\rho_j l_{Bj}\omega^2; \quad (9)$$

$$M_{0(j+1)} = m_{B(j+1)}\rho_{(j+1)} l_{B(j+1)}\omega^2, \quad (10)$$

где M_{0i}, $M_{0(i+1)}$, M_{0j} и $M_{0(j+1)}$ — моменты центробежных сил инерции от МГП расположенных на продолжении i-ой, $(i + 1)$-ой, j-ой и $(j + 1)$-ой щек коленчатого вала противовесов; m_{Bi}, $m_{B(i+1)}$, m_{Bj} и $m_{B(j+1)}$ — массы находящихся на продолжении i-ой, $(i + 1)$-ой, j-ой и $(j + 1)$-ой щек коленчатого вала противовесов, определенные при первоначальном проектировании двигателей исходя из номиналь-

ной массы деталей КШМ, предусмотренных для установки в них; $l_{вi}$ — расстояние между i-м и $(9-i)$-м противовесами коленчатого вала; $l_{вj}$ — расстояние между j-м и $(9-j)$-м противовесами; $l_{в(i+1)}$ — расстояние между $(i+1)$-м и $(8-i)$-м противовесами коленчатого вала; $l_{в(j+1)}$ — расстояние между $(j+1)$-м и $(8-j)$-м противовесами.

Схемы образования и расположения указанных моментов показаны на рис. 2. На нем моменты $M_{осi}$ и $M_{осj}$ являются геометрической суммой упомянутых выше моментов. Их определяют по формулам:

$$\bar{M}_{осi} = \bar{M}_{оi} + \bar{M}_{о(i+1)}; \qquad (11)$$

$$\bar{M}_{осj} = \bar{M}_{оj} + \bar{M}_{о(j+1)}. \qquad (12)$$

Суммарный момент $M_{во}$ центробежных сил инерции от МГП противовесов коленчатого вала, соответствующих номинальной массе деталей КШМ, предусмотренных для использования в двигателях V8 при их первоначальном проектировании, вычисляют так:

$$\bar{M}_{во} = \bar{M}_{оi} + \bar{M}_{о(i+1)} + \bar{M}_{оj} + \bar{M}_{о(j+1)}. \qquad (13)$$

Значения момента $M_{во}$ и угла $\alpha_{во}$ его действия составляют:

$$M_{во} = m_{в1}\rho_1 l_{в1}\omega^2\left[\left(\sum_1^{q_р} c_{вi}\sin\alpha_{оi} + \sum_1^{q_р} c_{вj}\cos\beta_{оj}\right)^2 + \left(\sum_1^{q_р} c_{вi}\cos\alpha_{оi} + \sum_1^{q_р} c_{вj}\sin\beta_{оj}\right)^2\right]^{0,5}; \qquad (14)$$

$$\mathrm{tg}\,\alpha_{во} = \left(\sum_1^{q_р} c_{вi}\sin\alpha_{оi} + \sum_1^{q_р} c_{вj}\cos\beta_{оj}\right)\times\left(\sum_1^{q_р} c_{вi}\cos\alpha_{оi} + \sum_1^{q_р} c_{вj}\sin\beta_{оj}\right)^{-1}, \qquad (15)$$

где $m_{в1}$ — масса находящегося на продолжении первой щеки коленчатого вала противовеса, определенная во время первоначального проектирования двигателей; ρ_1 — расстояние от оси вращения коленчатого вала до центра тяжести массы $m_{в1}$, определенное в процессе первоначального проектирования двигателей; $l_{в1}$ — расстояние между противовесами, размещенными на продолжении первой и восьмой щек коленчатого вала; $q_р = 0{,}25\,q_в$ (здесь $q_в$ — количество противовесов коленчатого вала); $c_{вi}$ и $c_{вj}$ — постоянные безразмерные конструктивные параметры (коэффициенты); $\alpha_{оi}$ — угол между плоскостями находящегося на продолжении i-ой щеки коленчатого вала противовеса и 1-го, 4-го его кривошипов, установленный в процессе первоначального проектирования двигателей; $\beta_{оj}$ — угол между плоскостями расположенного на продолжении j-й щеки вала противовеса и 2-го, 3-го его кривошипов, определенный во время первоначального проектирования двигателей, $j = i + 2$.

Для конкретных моделей и конструкций двигателей параметры $c_{вi}$ и $c_{вj}$, углы $\alpha_{оi}$ и $\beta_{оj}$ известны и имеют постоянные значения. Поэтому можно записать:

$$a_о = \left[\left(\sum_1^{q_р} c_{вi}\sin\alpha_{оi} + \sum_1^{q_р} c_{вj}\cos\beta_{оj}\right)^2 + \left(\sum_1^{q_р} c_{вi}\cos\alpha_{оi} + \sum_1^{q_р} c_{вj}\sin\beta_{оj}\right)^2\right]^{0,5}; \qquad (16)$$

$$a_{о1} = \sum_1^{q_р} c_{вi}\sin\alpha_{оi};\ a_{о2} = \sum_1^{q_р} c_{вj}\cos\beta_{оj}; \qquad (17)$$

$$a_{о3} = \sum_1^{q_р} c_{вi}\cos\alpha_{оi};\ a_{о4} = \sum_1^{q_р} c_{вj}\sin\beta_{оj}, \qquad (18)$$

где $a_{оi}$ — постоянные безразмерные конструктивные параметры (коэффициенты).

В соответствие с равенствами (16)—(18) зависимости (14) и (15) принимают вид:

$$M_{во} = m_{в1}\rho_1 l_{в1}\omega^2 a_о; \qquad (19)$$

$$\mathrm{tg}\,\alpha_{во} = (a_{о1} + a_{о2})(a_{о3} + a_{о4})^{-1}. \qquad (20)$$

Требования (6) соблюдаются только при наличии равенства:

$$\sum_1^{q_р} c_{вi}\cos\alpha_{оi} + \sum_1^{q_р} c_{вj}\sin\beta_{оj} = 3\left(\sum_1^{q_р} c_{вi}\sin\alpha_{оi} + \sum_1^{q_р} c_{вj}\cos\beta_{оj}\right). \qquad (21)$$

Тогда, с учетом уравнений (17), (18) и (21), из выражения (20) получим:

$$a_{о3} + a_{о4} = 3(a_{о1} + a_{о2}). \qquad (22)$$

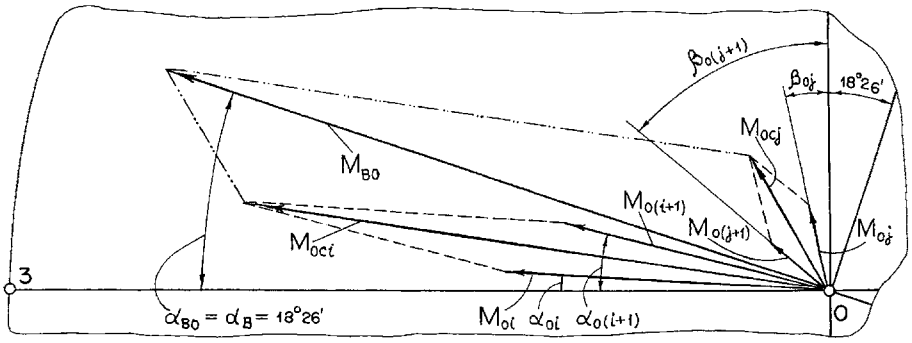

Рис. 2. Схемы образования и расположения создаваемых МГП противовесов коленчатого вала суммарного момента центробежных сил инерции и его составляющих для общего случая при радиусе сектора противовесов, определенном в процессе первоначального проектирования двигателей V8

Значения свободного суммарного неуравновешенного момента M_{Ro}, его вертикальной $M_{Roв}$ и горизонтальной $M_{Roг}$ составляющих, угла α_{Ro} действия не зависят от способа уравновешивания двигателей V8. В связи с этим схема образования момента M_{Ro} и угла α_{Ro} его действия, представленные в правой части рис. 1, справедлива для всех возможных на практике способов уравновешивания двигателей. Поэтому указанную схему в правой части рис. 2 не приводим.

Установка в двигатели V8 конструктивно и технологически усовершенствованных, а также ремонтных поршней, шатунов, поршневых колец, шатунных вкладышей и поршневых пальцев вызывает на оси каждой шатунной шейки коленчатого вала суммарную неуравновешенную массу (СНМ) деталей КШМ $\Delta m_у$ [1]. Она является причиной появления на оси каждой шатунной шейки коленчатого вала двигателей V8 дополнительной центробежной силы инерции ΔR, вычисляемой по формуле:

$$\Delta R = r\omega^2 \Delta m_у. \qquad (23)$$

Следует отметить, что силы ΔR, так же как и силы $R_о$, действуют на каждую шатунную шейку коленчатого вала. При этом векторы сил $R_о$ и ΔR направлены в одну сторону и складываются алгебраически. Поэтому при наличии СНМ деталей КШМ $\Delta m_у$ равнодействующую R сил инерции первого порядка и центробежных сил инерции определяют так:

$$R = R_о + \Delta R. \qquad (24)$$

Имея в виду уравнения (1) и (23), из выражения (24) получим:

$$R = r\omega^2(m_j + 2m_R + m_к + 2к_р m_р + к_м m_м + \Delta m_у). \qquad (25)$$

Силы ΔR и R, так же как и силы $R_о$, направлены по радиусу кривошипа, их векторы перпендикулярны к оси шатунной шейки коленчатого вала и уравновешивают друг друга.

Наличие ΔR и $\Delta m_у$ приводит к возникновению действующего в двигателях V8 дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента, определяемого по соотношению:

$$\Delta M_R = в\omega^2 \Delta m_у, \qquad (26)$$

где в — постоянный конструктивный параметр [1].

В случае действия дополнительного момента ΔM_R условие формулы (5) не обеспечивается и, как следствие, нарушается уравновешенность двигателей V8, имевшая место при их первоначальном проектировании. Наличие рассматриваемого момента приводит к росту параметров и неравномерности изнашивания коренных подшипников коленчатого вала, снижению ресурса и вероятности безотказной работы (ВБР), ухудшению виброакустических показателей двигателей [2, 3].

Момент ΔM_R, так же как и момент M_{Ro}, действует в плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа на 18°26′ (рис. 3), вращается вместе с коленчатым валом и при неизменной его угловой скорости имеет постоянное значение. Моменты M_{Ro} и ΔM_R действуют в одном направлении и их векторы складываются алгебраически (см. рис. 3). С учетом изложенного свободный суммарный неуравновешенный момент M_R, действующий в двигателях V8 при установке в них ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных деталей КШМ, вычисляют по выражению:

$$M_R = M_{Ro} + \Delta M_R. \qquad (27)$$

Принимая во внимание соотношения (2) и (26) из формулы (27) имеем:

$$M_R = 3{,}162 r l_2 \omega^2 \times$$
$$\times (m_j + 2m_R + m_к + 2к_р m_р + к_м m_м + \Delta m_у). \qquad (28)$$

Момент M_R, аналогично моментам M_{Ro} и ΔM_R, также действует в плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа на 18°26′ (см. рис. 3), вращается вместе с коленчатым валом и при неизменной частоте

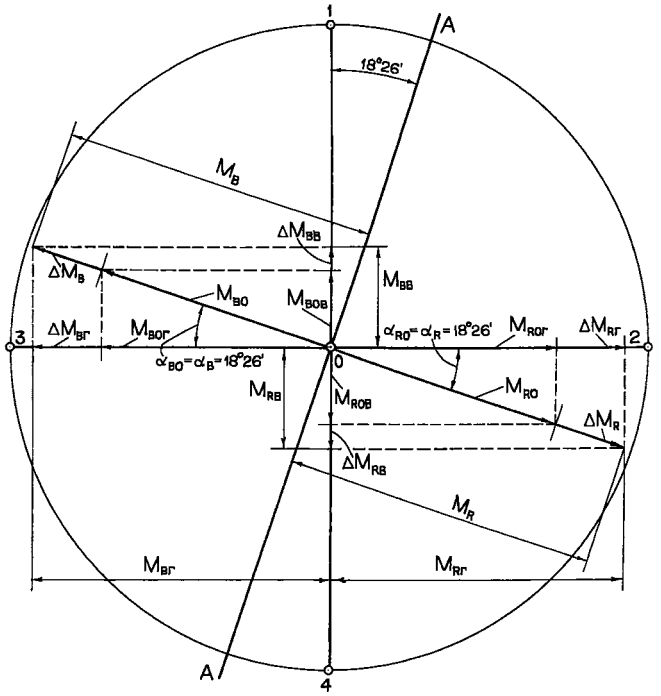

Рис. 3. Схемы образования и расположения создаваемых МГП противовесов коленчатого вала суммарного момента центробежных сил инерции для общего случая и действующего в двигателях V8 свободного суммарного неуравновешенного момента, соответствующих номинальной массе деталей КШМ, предусмотренных для установки в них при их первоначальном проектировании, а также дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента и компенсирующего его приращения указанного момента центробежных сил инерции:

1, *2*, *3* и *4* — кривошипы коленчатого вала; А—А — плоскость действия моментов M_{Ro}, ΔM_R, M_R и $M_{во}$, $\Delta M_в$, $M_в$; $M_{вов}$ и $M_{вог}$, $M_{вв}$ и $M_{вг}$, $M_{Rов}$ и $M_{Rог}$, $M_{Rв}$ и $M_{Rг}$ — вертикальная и горизонтальная составляющие моментов $M_{во}$, $M_в$, M_{Ro}, M_R; $\Delta M_{вв}$ и $\Delta M_{вг}$ — вертикальная и горизонтальная составляющие приращения момента $M_{ов}$; $\Delta M_в$ — приращение момента $M_{ов}$; ΔM_R — дополнительный свободный суммарный неуравновешенный момент, вызываемый СНМ деталей КШМ; $\Delta M_{Rв}$ и $\Delta M_{Rг}$ — вертикальная и горизонтальная составляющие дополнительного момента ΔM_R

его вращения имеет постоянное значение. Значение момента M_R, так же как и момента M_{Ro}, не зависит от способа уравновешивания двигателей V8. В связи с этим схемы образования моментов M_{Ro}, ΔM_R и M_R, их вертикальной и горизонтальной составляющих, углов действия, показанные в правой части рис. 3, справедливы для всех возможных на практике способов уравновешивания двигателя V8 и компенсации СНМ деталей КШМ. Углы действия рассматриваемых моментов одинаковы и их значение будет:

$$\alpha_{Ro} = \alpha_R = 18\,^\circ 26'. \qquad (29)$$

Из приведенных выше теоретических положений и анализа данных работы [1—3] следует, что компенсация СНМ деталей КШМ и, как следствие, устранение дополнительного момента ΔM_R, позволяют значительно повысить основные качественные показатели двигателей V8. Этого можно достигнуть увеличением МГП отдельных или всех противовесов коленчатого вала [4, 5].

Для компенсации $\Delta m_у$, устранения ΔM_R и обеспечения действительной уравновешенности двигателей V8 необходимо в общем случае увеличить массы $m_{вi}$ и $m_{вj}$ противовесов и расстояния ρ_i и ρ_j от их центра тяжести до оси вращения на $\Delta m_{вi}$ и $\Delta m_{вj}$, $\Delta\rho_i$ и $\Delta\rho_j$ соответственно. В этом случае углы расположения α_{oi} и β_{oj} соответствующих противовесов и линейные размеры коленчатого вала, определенные при первоначальном проектировании двигателей, остаются неизменными. Тогда моменты центробежных сил инерции от МГП противовесов после увеличения их массы и расстояния от ее центра тяжести до оси вращения в общем случае определяют по формулам:

$$M_i = (m_{вi} + \Delta m_{вi})(\rho_i + \Delta\rho_i) l_{вi}\omega^2; \qquad (30)$$

$$M_{(i+1)} = \left(m_{в(i+1)} + \Delta m_{в(i+1)}\right)\times$$
$$\times\left(\rho_{(i+1)} + \Delta\rho_{(i+1)}\right) l_{в(i+1)}\omega^2; \qquad (31)$$

$$M_j = (m_{вj} + \Delta m_{вj})(\rho_j + \Delta\rho_j) l_{вj}\omega^2; \qquad (32)$$

$$M_{(j+1)} = \left(m_{в(j+1)} + \Delta m_{в(j+1)}\right)\times$$
$$\times\left(\rho_{(j+1)} + \Delta\rho_{(j+1)}\right) l_{в(j+1)}\omega^2. \qquad (33)$$

Схемы образования и расположения рассматриваемых моментов представлены на рис. 4, *а*. На нем моменты $M_{сi}$ и $M_{сj}$ являются геометрической суммой указанных выше моментов. Их вычисляют по уравнениям:

$$\bar{M}_{сi} = \bar{M}_i + \bar{M}_{(i+1)}; \qquad (34)$$

$$\bar{M}_{сj} = \bar{M}_j + \bar{M}_{(j+1)}. \qquad (35)$$

Рост анализируемых моментов, вызванный увеличением МГП противовесов, составляет (см. рис. 4, *а*):

$$\Delta M_i = M_i - M_{oi}; \qquad (36)$$

$$\Delta M_{(i+1)} = M_{(i+1)} - M_{o(i+1)}; \qquad (37)$$

$$\Delta M_j = M_j - M_{oj}; \qquad (38)$$

$$\Delta M_{(j+1)} = M_{(j+1)} - M_{o(j+1)}; \qquad (39)$$

$$\Delta M_{сi} = M_{сi} - M_{оci}; \qquad (40)$$

$$\Delta M_{сj} = M_{сj} - M_{оcj}. \qquad (41)$$

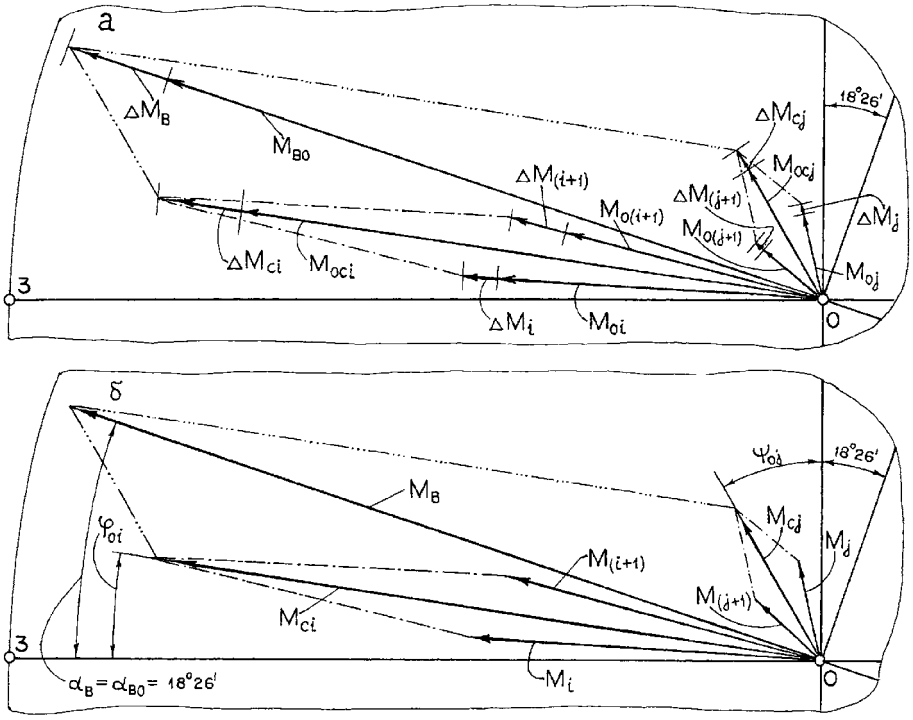

Рис. 4. Схемы образования и расположения создаваемых МГП противовесов коленчатого вала суммарного момента центробежных сил инерции для общего случая после увеличения радиуса сектора противовесов для компенсации СНМ деталей КШМ и устранения дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента

Суммарный момент $M_в$ центробежных сил инерции от МГП противовесов после увеличения их массы и расстояния от ее центра тяжести до оси вращения вычисляют так:

$$\bar{M}_в = \bar{M}_i + \bar{M}_{(i+1)} + \bar{M}_j + \bar{M}_{(j+1)}. \qquad (42)$$

Значения момента $M_в$ и угла $\alpha_в$ его действия определяют по формуле:

$$M_в = (m_{в1} + \Delta m_{в1})(\rho_1 + \Delta\rho_1) l_{в1}\omega^2 \times \left[\left(\sum_1^{q_р} c_{вi}\sin\alpha_{оi} + \sum_1^{q_р} c_{вj}\cos\beta_{оj}\right)^2 + \left(\sum_1^{q_р} c_{вi}\cos\alpha_{оi} + \sum_1^{q_р} c_{вj}\sin\beta_{оj}\right)^2\right]^{0,5}; \qquad (43)$$

$$\mathrm{tg}\,\alpha_в = \left(\sum_1^{q_р} c_{вi}\sin\alpha_{оi} + \sum_1^{q_р} c_{вj}\cos\beta_{оj}\right) \times \left(\sum_1^{q_р} c_{вi}\cos\alpha_{оi} + \sum_1^{q_р} c_{вj}\sin\beta_{оj}\right)^{-1}, \qquad (44)$$

где $\Delta m_{в1}$ — увеличение массы $m_{в1}$, находящегося на продолжении первой щеки коленчатого вала противовеса из-за увеличения его МГП; $\Delta\rho_1$ — рост расстояния ρ_1 от оси вращения коленчатого вала до центра тяжести массы $m_{в1}$ вследствие увеличения МГП противовеса, расположенного на продолжении первой щеки вала.

Принимая во внимание соотношения (16)—(18) из формул (43) и (44) получим:

$$M_в = (m_{в1} + \Delta m_{в1})(\rho_1 + \Delta\rho_1) l_{в1}\omega^2 a_о; \qquad (45)$$

$$\mathrm{tg}\,\alpha_в = (a_{о1} + a_{о2})(a_{о3} + a_{о4})^{-1}. \qquad (46)$$

Из уравнений (20) и (46) следует, что моменты $M_{во}$ и $M_в$ действуют под одним и тем же углом и имеют место равенства:

$$\mathrm{tg}\,\alpha_{во} = \mathrm{tg}\,\alpha_в;\ \alpha_{во} = \alpha_в. \qquad (47)$$

Для наглядности на рис. 4, б приведена схема образования момента $M_в$ и угла $\alpha_в$ его действия при рассматриваемом способе компенсации СНМ деталей КШМ.

Рост рассматриваемого момента, вызванный увеличением радиуса сектора противовесов коленчатого вала, равен алгебраической разности анализируемых моментов и вычисляется по соотношению:

$$\Delta M_в = M_в - M_{во}. \qquad (48)$$

С учетом выражений (19) и (45) из уравнения (48) имеем:

$$\Delta M_{\text{в}} = [(m_{\text{в}1} + \Delta m_{\text{в}1})(\rho_1 + \Delta\rho_1) - m_{\text{в}1}\rho_1]l_{\text{в}1}\omega^2 a_{\text{о}}. \quad (49)$$

После преобразований формулы (45) и (49) принимают вид

$$M_{\text{в}} = (m_{\text{в}1}\rho_1 + \Delta m_{\text{в}1}\rho_1 + m_{\text{в}1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{\text{в}1}\Delta\rho_1)l_{\text{в}1}\omega^2 a_{\text{о}}; \quad (50)$$

$$\Delta M_{\text{в}} = (m_{\text{в}1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{\text{в}1}\rho_1 + \Delta m_{\text{в}1}\Delta\rho_1)l_{\text{в}1}\omega^2 a_{\text{о}}. \quad (51)$$

Вследствие незначительности значений величин $\Delta m_{\text{в}1}$ и $\Delta\rho_1$ при расчетах можно принять:

$$\Delta m_{\text{в}1}\Delta\rho_1 = 0. \quad (52)$$

Имея в виду соотношение (52) зависимости (50) и (51) запишем:

$$M_{\text{в}} = (m_{\text{в}1}\rho_1 + m_{\text{в}1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{\text{в}1}\rho_1)l_{\text{в}1}\omega^2 a_{\text{о}}; \quad (53)$$

$$\Delta M_{\text{в}} = (m_{\text{в}1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{\text{в}1}\rho_1)l_{\text{в}}\omega^2 a_{\text{о}}. \quad (54)$$

Схемы образования моментов $M_{R\text{о}}$, ΔM_R и M_R, их составляющих и углов действия, показанные в правой части рис. 3, справедливы и для рассматриваемого способа компенсации СНМ деталей КШМ. Поэтому их в правой части рис. 4 не приводим.

Для компенсации $\Delta m_{\text{у}}$, устранения ΔM_R, обеспечения возможности балансировки коленчатого вала и вала в сборе с маховиком и сцеплением и полной уравновешенности двигателей V8 при их производстве и ремонте необходимо соблюдение требований:

$$\Delta\bar{M}_{\text{в}} = -\Delta\bar{M}_R; \quad (55)$$

$$\bar{M}_{\text{в}} = -\bar{M}_R; \quad (56)$$

$$\alpha_{\text{в}} = \alpha_R = 18\,°26'. \quad (57)$$

В левой части рис. 3 представлены схемы образования моментов $M_{\text{во}}$, $\Delta M_{\text{в}}$ и $M_{\text{в}}$, их вертикальной и горизонтальной составляющих, углов действия. Для наглядности на рис. 5 приведены схемы образования моментов $M_{\text{в}}$ и M_R, их составляющих и углов действия.

Из условия (55) следует, что дополнительные моменты $\Delta M_{\text{в}}$ и ΔM_R действуют в одной плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа на 18°26′ (см. рис. 3), вращаются вместе с коленчатым валом, их векторы направлены в противоположные стороны и, как следствие, уравновешивают друг друга. Аналогично из условия (56) следует, что суммарные моменты $M_{\text{в}}$ и M_R также располагаются в одной

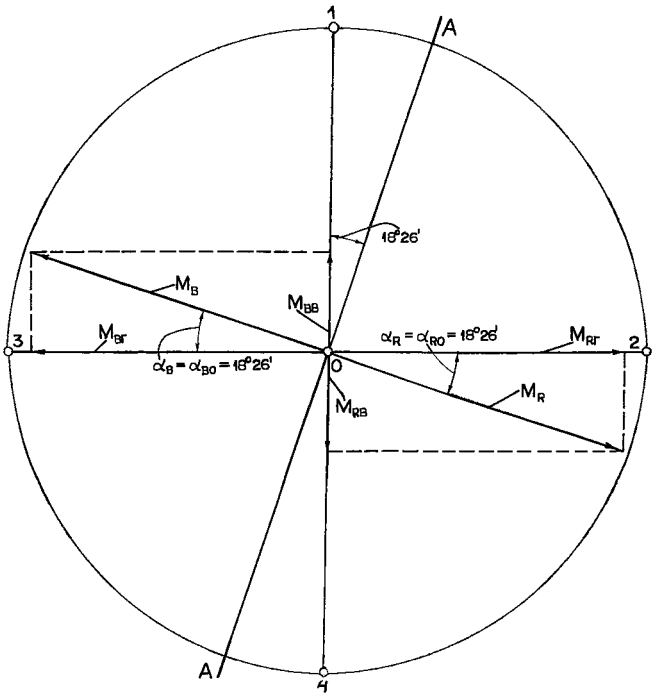

Рис. 5. Схемы образования и расположения создаваемых МГП противовесов коленчатого вала суммарного момента центробежных сил инерции для общего случая после увеличения радиуса сектора противовесов для компенсации СНМ деталей КШМ и устранения дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента, а также действующего в двигателях V8 свободного суммарного неуравновешенного момента при установке в них усовершенствованных и ремонтных деталей КШМ

плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа на 18°26′ (см. рис. 5), вращаются вместе с коленчатым валом, их векторы действуют в противоположных направлениях и поэтому взаимно уравновешиваются. С учетом изложенного справедливы равенства (см. рис. 3 и 5):

$$\alpha_{\text{во}} = \alpha_{\text{в}} = 18\,°26'. \quad (58)$$

Из анализа соотношений (29) и (58) приведенных выше положений следует, что при обеспечении условий (55) и (56) условия (57) всегда соблюдаются.

Основываясь на условиях (55)—(57) и с учетом уравнений (26), (28), (53) и (54) в общем случае имеем:

$$m_{\text{в}1}\rho_1 + m_{\text{в}1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{\text{в}1}\rho_1 = \\ = a_{\text{ов}}(m_j + 2m_R + m_{\text{к}} + 2\text{к}_{\text{р}}m_{\text{р}} + \text{к}_{\text{м}}m_{\text{м}} + \Delta m_{\text{у}}); \quad (59)$$

$$m_{\text{в}1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{\text{в}1}\rho_1 = a_{\text{ов}}\Delta m_{\text{у}}, \quad (60)$$

где $a_{\text{ов}}$ — постоянный конструктивный параметр (коэффициент).

Значение указанного параметра составляет:

$$a_{\text{ов}} = 3{,}162 r l_2 l_{\text{в}1}^{-1}\left[\left(\sum_1^{q_{\text{р}}} c_{\text{в}i}\sin\alpha_{\text{о}i} + \sum_1^{q_{\text{р}}} c_{\text{в}j}\cos\beta_{\text{о}j}\right)^2 + \right.$$

$$\left. + \left(\sum_1^{q_{\text{р}}} c_{\text{в}i}\cos\alpha_{\text{о}i} + \sum_1^{q_{\text{р}}} c_{\text{в}j}\sin\beta_{\text{о}j}\right)^2\right]^{-0{,}5}. \qquad (61)$$

Все величины, параметры и коэффициенты, входящие в выражения (59)—(61), кроме приращений МГП расположенного на продолжении первой щеки коленчатого вала противовеса, для конкретных моделей и конструкций двигателей V8 известны. Поэтому, используя уравнения (59)—(61), определяют необходимые для компенсации СНМ деталей КШМ приращения МГП указанного противовеса. Их значения для других противовесов вычисляют так. Установлено, что для расчетов можно принять:

$$\Delta m_{\text{в}1}/m_{\text{в}1} = \Delta m_{\text{в}i}/m_{\text{в}i}; \qquad (62)$$

$$\Delta\rho_1/\rho_1 = \Delta\rho_i/\rho_i. \qquad (63)$$

Тогда из соотношений (62) и (63) получим:

$$\Delta m_{\text{в}i} = \Delta m_{\text{в}1} m_{\text{в}1}^{-1} m_{\text{в}i}; \qquad (64)$$

$$\Delta\rho_i = \Delta\rho_1 \rho_1^{-1} \rho_i. \qquad (65)$$

Имея в виду приведенные выше положения, для конкретных моделей и конструкций двигателей V8 по формулам (59) и (60) определяют необходимое для компенсации $\Delta m_{\text{у}}$ увеличение МГП противовесов, находящихся на продолжении 1-й и 8-й щек коленчатого вала. Затем, используя уравнения (64) и (65), устанавливают приращения МГП расположенных на продолжении других щек коленчатого вала противовесов, требуемые для компенсации $\Delta m_{\text{у}}$. После этого, основываясь на полученных данных по увеличению МГП противовесов коленчатого вала, рассчитывают приращения радиуса их сектора, компенсирующие $\Delta m_{\text{у}}$, устраняющие ΔM_R и обеспечивающие действительную уравновешенность двигателей V8.

Таким образом, разработаны теоретические основы компенсации СНМ деталей КШМ путем увеличения МГП противовесов коленчатого вала для общего случая уравновешивания двигателей V8. Выведены математические зависимости, с использованием которых определяют требуемые для компенсации СНМ деталей КШМ приращения МГП противовесов коленчатого вала. Зная значения увеличения МГП противовесов коленчатого вала устанавливают соответствующие им приращения радиуса их сектора. Они полностью компенсируют СНМ деталей КШМ, устраняют дополнительный свободный суммарный неуравновешенный момент и обеспечивают фактическую уравновешенность новых и капитально отремонтированных двигателей V8.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Назаров, А. Д.** Повышение долговечности и улучшение виброакустических показателей двигателей [Текст] / А. Д. Назаров // Вестник машиностроения, 2002. — № 7. — С. 7—11.
2. **Назаров, А. Д.** Влияние увеличения массы деталей кривошипно-шатунного механизма на показатели изнашивания подшипников коленчатого вала и ресурс двигателей [Текст] / А. Д. Назаров // Трение и износ, 1995, том 16, № 2. — С. 227—237.
3. **Назаров, А. Д.** Теоретические основы определения и оценки некоторых показателей надежности автотракторных двигателей [Текст] / А. Д. Назаров // Грузовик &, 2007. — № 11. — С. 23—26.
4. **Назаров, А. Д.** Повышение основных качественных показателей двигателей V-8 обеспечением их фактической уравновешености [Текст] / А. Д. Назаров. Грузовик &, 2006. — № 6. — С. 57—63.
5. **Назаров, А. Д.** Обеспечение действительной уравновешенности двигателей V-8 увеличением массогеометрических параметров отдельных противовесов коленчатого вала [Текст] / А. Д. Назаров. Грузовик &, 2009. — № 1. — С. 22—29.

КАМАЗы для Афганистана

Правительство Российской Федерации передало в дар Всемирной продовольственной программе (ВПП) ООН в Афганистане 41 автомобиль КАМАЗ для поддержки операций по доставке продовольствия в отдаленные районы этой страны.

Как передает Центр новостей ООН, общая стоимость переданного имущества, состоящего из 40 новых грузовых автомобилей КАМАЗ и одной машины материально-технического обеспечения, — 2,7 миллиона долларов США. Грузоподъемность каждого из подаренных КАМАЗов — 14 тонн.

Департамент по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ"

УДК 625.768.7.08

Е. В. Звягин, асп., **Ю. П. Бакатин**, канд. техн. наук, **Г. М. Розенблат**, д-р физ.-мат. наук,
В. В. Самойлов, студент, МАДИ
E-mail: U.P.Bakatin@gmail

ИННОВАЦИОННОЕ РЕШЕНИЕ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ МАШИНЫ ДЛЯ МОЙКИ ДОРОЖНОГО ПОКРЫТИЯ С РЕЦИКЛИНГОМ ВОДЫ

Приведен анализ рабочего процесса и параметров вакуумного элеватора машины для мойки дорожных покрытий с рециклингом воды. Описана теоретическая модель движения загрязненного стока в шахте всасывающего устройства. Приведен ряд зависимостей параметров рабочего процесса. Представлены результаты экспериментальных исследований по сбору загрязненного стока с асфальтобетонных и цементобетонных поверхностей. По результатам исследований делаются выводы о необходимости внедрения исследованного метода сбора загрязненной воды для совершенствования технологии мойки дорог.

Ключевые слова: *автомобильная дорога, вакуумный элеватор непрерывного действия, технология мойки дорожного покрытия.*

Введение

С ростом числа дорог возрастают и объемы работ по эксплуатации и их санитарному содержанию с использованием новых наукоемких технологий. Механизация работ с применением высокоэффективной уборочной техники и оборудования должна обеспечивать существенную экономию материальных, энергетических, трудовых и временных ресурсов. Современные стандарты требуют более строгой оценки экологических последствий и ожидаемого экономического эффекта такой деятельности. Уклад экономики, подразумевающий беспрерывный расход сырьевых и экологических ресурсов планеты, показал свою полную несостоятельность. Время, когда ресурсы стоили дешево и были всегда доступны, — в прошлом. Экологическое благоустройство планеты становится главной проблемой экономически развитых стран Европы, Америки, Азии [1]. Решение этих проблем определяет приоритеты развития современной техники в целом и уборочной, в частности. На этом фоне становится актуальным вопрос создания и использования машин, позволяющих существенно экономить природные ресурсы. К таким машинам можно отнести поливомоечную машину с встроенной системой рециклинга воды.

Машина для удаления загрязнений с поверхности дорожного полотна с системой регенерации воды (рис. 1) представляет собой смонтированную на шасси базовой машины цистерну для чистой воды с насосной установкой высокого давления, подклю-

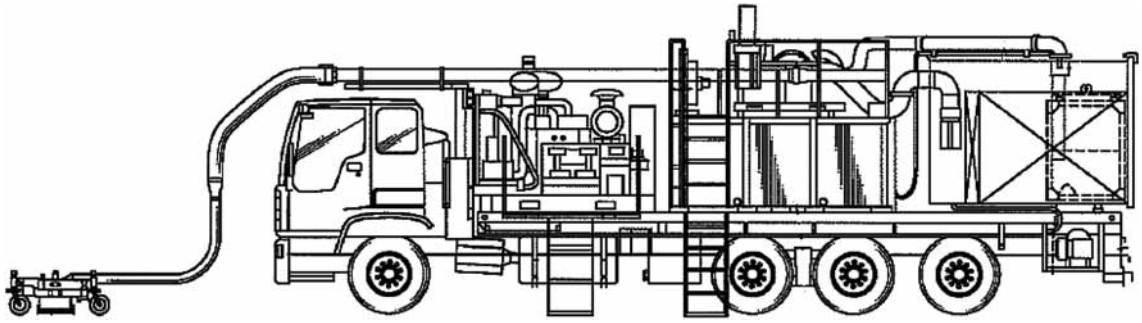

Рис. 1. Поливомоечная машина с системой регенерации воды — патент США US 2010/0170536 A1, 2010 г.

Рис. 2. Вакуумный элеватор машины Boschung Sweeper 950 (Швейцария)

ченной своим выходом к устройству подачи воды, имеющему водяные сопла.

Машина также имеет всасывающее устройство и сообщенный с ним вакуумный резервуар, снабженный системой фильтров, отсек для сбора загрязнений, дополнительный насос для перекачки очищенной воды в цистерну с чистой водой. Устройство подачи воды с водяными соплами установлено впереди машины вместе с всасывающим устройством. Во время мойки дорожного покрытия вода подается из цистерны с чистой водой на дорожное полотно — с помощью насоса высокого давления через магистраль, заканчивающуюся устройством подачи воды на поверхность дорожного покрытия, в котором установлены сопла. Загрязнения с дорожного покрытия смываются водяными струями под высоким давлением и попадают во всасывающее устройство, а далее по трубопроводу в вакуумный резервуар, в котором после очистки перекачиваются насосом в цистерну с чистой водой.

Всасывающее устройство представляет собой вакуумный элеватор непрерывного действия. В результате использования этого оборудования меняется технология рабочего процесса мойки покрытия. Вакуумный элеватор (рис. 2) делает возможным сбор загрязненного стока, образующегося в процессе мойки.

Аналитические исследования

Чтобы иметь возможность определить параметры всасывающего устройства поливомоечной машины, был проведен анализ рабочего процесса вакуумного элеватора для сбора с дорожного покрытия загрязненного стока в процессе мойки, сформирована и обоснована теоретическая модель его рабочего процесса, проведен компьютерный эксперимент и получены новые результаты.

Основная задача исследования рабочего процесса вакуумного элеватора состоит в определении взаимосвязи между следующими параметрами рабочего процесса оборудования: v — скоростью подъема, t — временем загрузки, H — высотой подъема загрязненной воды, Δp — величиной вакуума [2].

Для получения движения загрязненного стока в шахте использовано уравнение Бернулли (1):

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}, \qquad (1)$$

где Z_1, Z_2 — геометрические высоты, м; P_1, P_2 — давления, Н/м^2; v_1, v_2 — средние скорости, м/с; ρ — плотность, кг/м^3; g — ускорение свободного падения, м/с^2; $\frac{P_1}{\rho g}, \frac{P_2}{\rho g}$ — пьезометрические высоты, м; $\frac{v_1^2}{2g}, \frac{v_2^2}{2g}$ — высоты скоростного напора, м.

Так как сечение шахты одинаково по высоте:

$$Q_1 = Q_2,\ v_1 f_1 = v_2 f_2,\ v_1 = v_2,$$

то скоростной напор не учитывается, поэтому:

$$P_1 - P_2 = (Z_2 - Z_1)\rho g,$$
$$\Delta P = P_1 - P_2, \qquad (2)$$
$$\Delta P = (Z_2 - Z_1)\rho g,$$

где Q_1, Q_2 — расход воздуха, м^3/с; f_1, f_2 — площади сечения, м^2.

Скорость воздуха, при которой все частицы материала находятся во взвешенном состоянии, называется скоростью витания $v_{вит}$.

Скорость витания определяется из условия (рис. 3):

$$G - G_0 - F = 0,$$

где $G = \frac{\rho g \pi d^3}{6}$ — масса частицы, Н; ρ — плотность частицы, кг/м^3; g — ускорение свободного падения, м/с^2; d — диаметр частицы, м; $G_0 = \frac{\rho_в g \pi d^3}{6}$ — выталкивающая сила Архимеда, Н; $\rho_в$ — плотность воздуха, кг/м^3; $F = 0{,}5 K_с \rho_в S_{min} v_в^2$ — подъемная сила восходящего потока, Н; $K_с$ — коэффициент аэродинами-

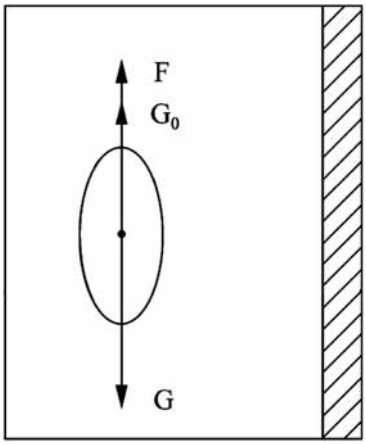

Рис. 3. Силы, действующие на частицу в шахте

ческого сопротивления; $S_{\min}$ — площадь «миделевого» сечения, т. е. площадь проекции тела на плоскость нормальную к потоку, м^2; $v_в$ — скорость потока воздуха, м/с:

$$v_{вит} = 3{,}63\sqrt{\frac{d(\rho - \rho_в)}{K_с \rho_в}}. \quad (3)$$

Схема сил, действующих на частицу в шахте, представлена на рис. 3. Схема сил, действующих на частицу около стенки шахты, приведена на рис. 4.

Уравнение равновесных сил, действующих на частицу, прилипшую к стенке вертикального трубопровода (шахты):

$$G = 0{,}5 v_{отр}^2 (K_с S_{\min} - fS)\rho_в, \quad (4)$$

где N — сила аэродинамического давления воздуха, обтекающего боковую поверхность частицы, Н; $v_{отр}$ — скорость воздуха при отрыве частицы от стенки трубопровода, м/с; f — коэффициент трения скольжения частицы о боковую поверхность шахты; S — площадь обтекаемой боковой поверхности частицы, м^2.

Скорость воздуха при отрыве:

$$v_{отр} = \sqrt{\frac{2G}{\rho_в (K_с S_{\min} - fS)}}. \quad (5)$$

Составленное уравнение описывает процесс движения частицы массой m в вертикальном трубопроводе (шахте) под действием сил разрежения [3].

Уравнение движения частицы в шахте:

$$m\ddot{x} = mg + \Delta PS;$$

$$\ddot{x} = -\left(g - \frac{\Delta PS}{m}\right); \quad (6)$$

$$x(t) = H = \left(\frac{\Delta PS}{m} - g\right)\frac{t^2}{2},$$

где ΔP — разница давлений, кПа; S — площадь сечения шахты, м^2; m — масса частицы, кг; t — время подъема частицы, с; $\ddot{x}$ — ускорение, м/с^2; $x(t)$ — высота подъема, м.

Все эти параметры изображены на рис. 5.

Условие выполнения подъема:

$$\frac{\Delta PS}{m} > g. \quad (7)$$

Если данное условие не выполняется, то подъема частицы не произойдет.

Из полученного уравнения движения частицы в шахте путем подстановки численных значений получен ряд зависимостей, представленных на рис. 6—10.

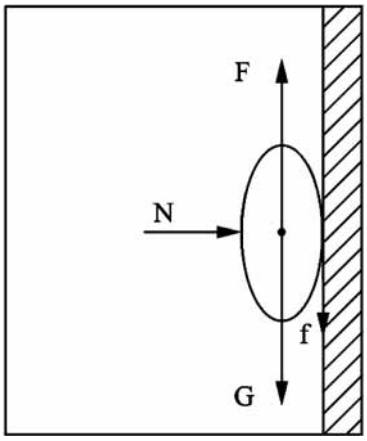

Рис. 4. Силы, действующие на частицу около стенки шахты

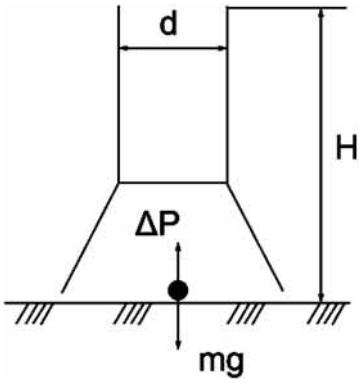

Рис. 5. Схема шахты

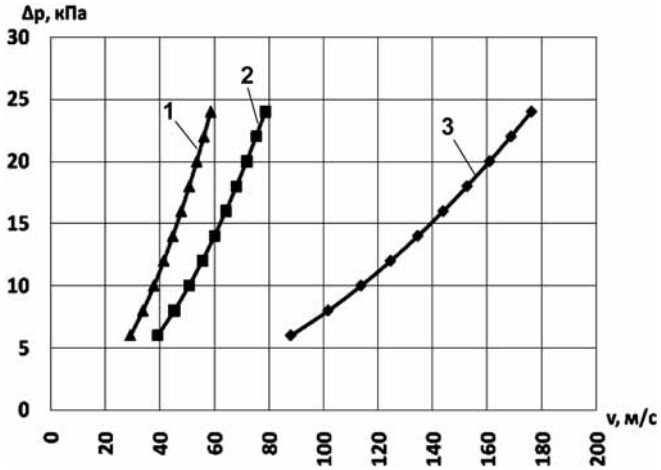

Рис. 6. Зависимость между разностью давления, создаваемого в шахте, и скоростью подъема частицы:
1 — m = 0,05 кг; *2* — m = 0,25 кг; *3* — m = 0,45 кг

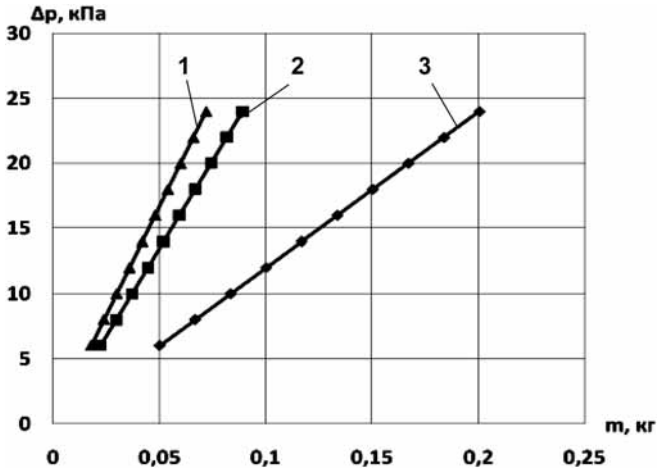

Рис. 7. Зависимость между разностью давления, создаваемого в шахте, и массой поднимаемой частицы:
1 — d = 0,55 м; *2* — d = 0,35 м; *3* — d = 0,15 м

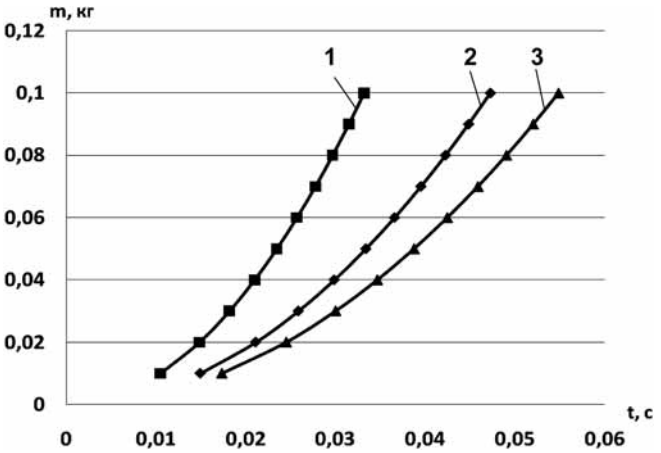

Рис. 8. Зависимость между массой поднимаемой частицы в шахте и временем подъема:
1 — d = 0,35 м; Δp = 5 кПа; *2* — d = 0,55 м; Δp = 1 кПа; *3* — d = 0,15 м; Δp = 10 кПа

Анализ рабочего процесса вакуумного элеватора позволяет сделать следующие выводы:

- с увеличением величины разрежения время подъема загрязненной воды в шахте уменьшается по гиперболической зависимости, а скорость подъема возрастает по параболической зависимости;
- высота подъема загрязненного стока линейно зависит от величины разрежения в шахте;
- чем больше масса поднимаемого материала, тем меньше будет его скорость в шахте, и тем больше потребуется времени на его загрузку;
- с увеличением диаметра шахты время загрузки будет уменьшаться по гиперболической зависи-

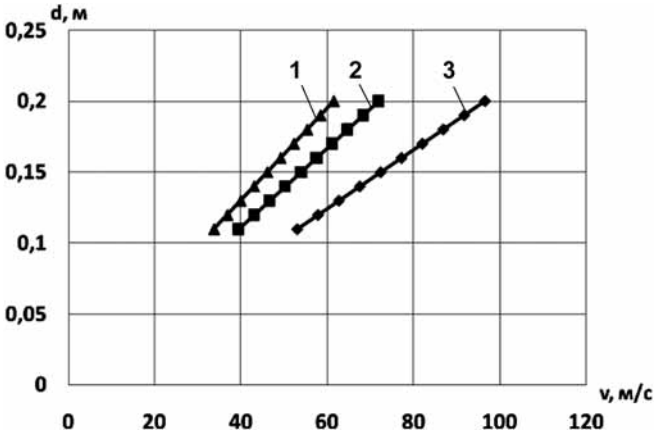

Рис. 9. Зависимость между диаметром шахты и скоростью подъема частицы:
1 — m = 0,6 кг; Δp = 55 кПа; *2* — m = 0,4 кг; Δp = 50 кПа; *3* — m = 0,2 кг; Δp = 45 кПа

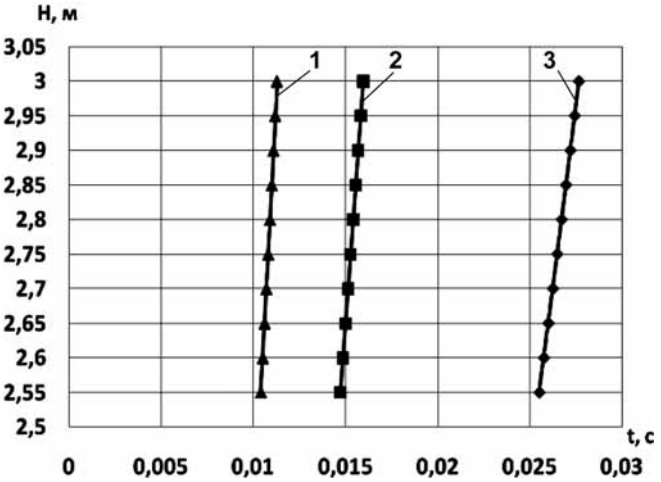

Рис. 10. Зависимость высоты подъема частицы в шахте от времени подъема:
1 — m = 0,03 кг; d = 0,3 м; Δp = 20 кПа; *2* — m = 0,02 кг; d = 0,2 м; Δp = 15 кПа; *3* — m = 0,01 кг; d = 0,1 м; Δp = 10 кПа

мости, тогда как скорость подъема будет линейно возрастать;
- подъем большей массы загрязненного стока возможен при большей величине вакуума;
- с уменьшением высоты подъема загрязненного стока время и скорость загрузки будут линейно уменьшаться.

Экспериментальная проверка и обсуждение результатов

В работе проведен ряд экспериментов по сбору загрязненного стока с асфальтобетонных и цементобетонных поверхностей с использованием экспериментальной установки (рис. 11), оснащенной вакуумным элеватором.

Экспериментальная установка представляет водоструйный вакуумный насос. Струя воды захватывает и уносит воздух из откачиваемого объема. Таким образом, в нем создается вакуум. В экспериментах в емкости создавался вакуум в 85 кПа. Так как установка не позволяла поддерживать постоянную величину вакуума, то в процессе исследования величина разрежения уменьшалась и постепенно достигала величины атмосферного давления. Однако экспериментальная установка позволяла имитировать процесс сбора загрязненного стока с поверхности. Целью эксперимента было проверить возможность и качество сбора загрязненного стока с асфальтобетонных и цементобетонных покрытий. Загрязненный сток представлял смесь воды с глиной и воды с песком. Качество процесса мойки дорожного покрытия оценивается остаточным количеством загрязнения на дорожном покрытии после мойки. Оно не должно превышать 30—50 г/м^2.

Рис. 11. Экспериментальная установка для сбора загрязненного стока (уменьшенная модель всасывающего устройства)

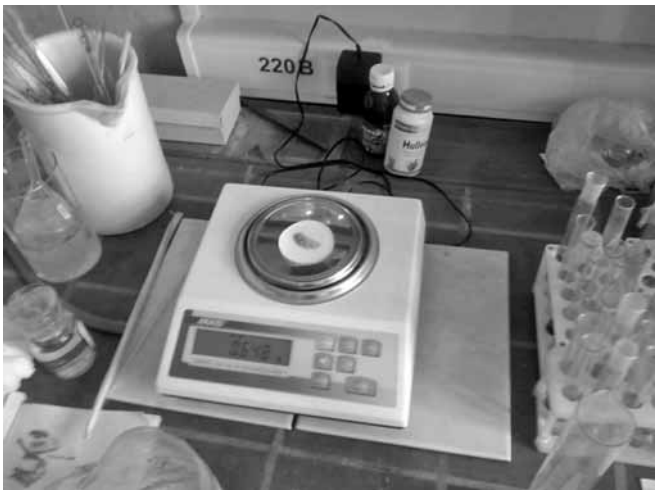

Рис. 12. Лабораторные весы AXIS AD100

В соответствии с программой экспериментов исходная плотность загрязнений на покрытии варьировалась в диапазоне 50—200 г/м^2. Расходный материал в опытах (глина и песок) взвешивался с помощью лабораторных весов (рис. 12). Расход воды составлял величину, равную расходу воды поливомоечной машины — 1000 мл/м^2.

В результате экспериментов удалось собрать практически весь загрязненный сток при скорости, аналогичной рабочей скорости движения поливомоечной машины. Качество сбора загрязненного стока по всем экспериментальным данным получено выше, чем требуется по нормативу (< 30 г/м^2).

Обобщенная информация по полученным результатам исследования представлена в таблице.

Экспериментальные данные по сбору загрязненного стока с асфальтобетонных и цементобетонных поверхностей

Расход воды, мл/м^2	Масса загрязнения, г/м^2	Доля собранного загрязнения, %
Асфальтобетонное покрытие		
1000	50	97
	100	95
	200	81
Цементобетонное покрытие		
1000	50	98
	100	95
	200	88

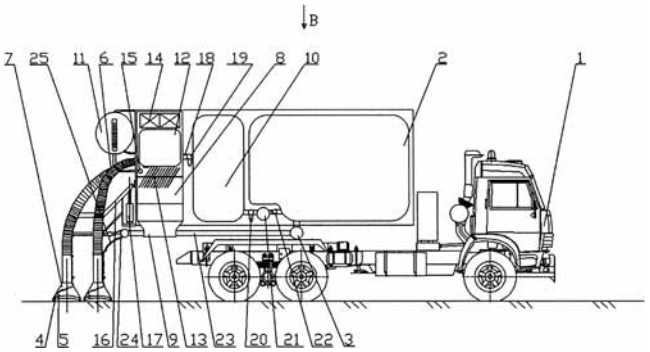

Рис. 13. Машина для мойки дорожных покрытий — вид сбоку

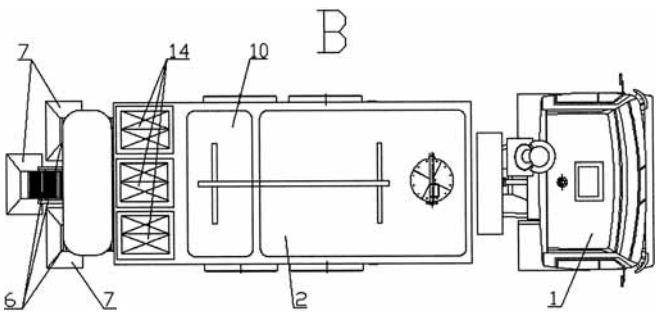

Рис. 16. Вид В на рис. 13

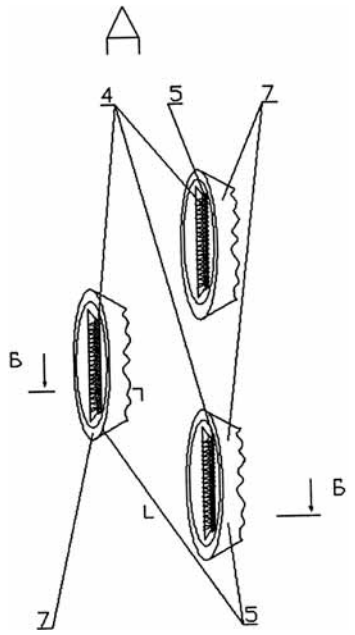

Рис. 14. Вид А на рис. 13

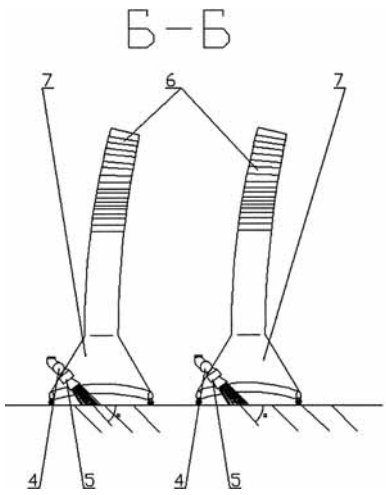

Рис. 15. Сечение Б—Б на рис. 14

Экспериментально установлено, что процесс сбора загрязненного стока с дорожного покрытия с помощью его вакуумирования осуществим в пределах значений технических параметров экспериментальной установки с высоким качеством выполнения работ и его можно и нужно использовать в технике для мойки дорог. Это позволило бы существенно снизить расход воды, используемой для мойки дороги.

Результаты исследований реализованы в инновационной разработке такой машины [4]. Устройство содержит (рис. 13—16) базовую машину *1*, цистерну *2* с чистой водой с насосной установкой *3*, подключенной своим выходом к водяной рампе *4*. Водяная рампа *4* имеет сопла *5*, а также связанные между собой всасывающее устройство *6* с входным раструбом *7* и грязеотделитель *8*, который выполнен с рядом рабочих уровней, один из которых связан с грязеприемником *9*, а другой — со всасывающим устройством *6*.

Машина *1* снабжена дополнительной емкостью *10* и емкостью *11* с реагентом, а водяная рампа *4*, всасывающее устройство *6* и грязеотделитель *8* выполнены в виде ряда отдельных секций. Каждая секция грязеотделителя *8* выполнена в виде пары вакуумных камер *12* с возможностью их поочередного заполнения загрязненной водой и пластинчатого сгустителя *13*. Последний сообщен с емкостью *11* с реагентом, а дополнительная емкость *10* — с пластинчатым сгустителем *13* и с полостью цистерны *2*. При этом, каждая из секций водяной рампы *4* размещена внутри входного раструба *7* соответствующей секции всасывающего устройства *6*, а сами входные раструбы *7* установлены сзади базовой машины *1* с возможностью перекрытия их рабочих зон на дорожном покрытии. Сопла *5* каждой из секций водяной рампы *4* ориентированы под углом α по отношению к повер-

хности дорожного покрытия, причем $0° < \alpha < 90°$. К каждой паре вакуумных камер *12* подключены соответствующие вентиляторы *14* с приводами. Емкость *11* соединена выводами *15* с пластинчатым сгустителем *13*. Все секции всасывающего устройства *6* снабжены общим механизмом *16* подъема-опускания шарнирно-рычажного типа с силовым цилиндром *17*. Пластинчатый сгуститель *13* соединен магистралью *18*, снабженной фильтром *19*, с дополнительной емкостью *10*, которая соединена с цистерной *2* через последовательно установленные фильтр *20*, насос *21* и обратный клапан *22*. Насосная установка *3* включена в магистраль *23*, заканчивающуюся делителем потока *24*, который гидравлически связан посредством соответствующих гибких шлангов *25* с соответствующими секциями водяной рампы *4*, смонтированными на соответствующих раструбах *7*. Машина позволяет уменьшить потери воды при мойке дорожных покрытий, а также сократить время процесса мойки и регенерации воды для обеспечения постоянного пополнения запаса воды в цистерне.

Заключение

Внедрение систем сбора и регенерации воды в технику для мойки дорожных покрытий сегодня как никогда актуально на фоне повсеместного роста тарифов на воду. Это позволило бы существенно снизить эксплуатационные затраты. Решение этой задачи на сегодняшний день уже назрело и, как показывают результаты исследования, технически осуществимо. Данное направление совершенствования технологии мойки относится к инновационным решениям и направлено на защиту окружающей среды от загрязнений, образующихся при мойке дорожных покрытий, и экономию важного природного ресурса — воды.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Баловнев, В. И.** Дорожно-строительные машины и комплексы: учебник для вузов по дисциплине «Дорожные машины» / В. И. Баловнев и др.; под общ. ред. В. И. Баловнева. — 2-е изд., доп. и перераб. — М.—Омск: Изд-во СибАДИ, 2001. — 528 с.
2. **Кочин, Н. Е.** Теоретическая гидромеханика, часть 1 / Н. Е. Кочин, И. А. Кибель, Н. В. Розе. — М.: Физматгиз, 1963. — 584 с.
3. **Загрязнения** дорог и машины, используемые для их удаления [Электронный ресурс] / Ю. В. Разумов // Электронное издание СДМ — строительные и дорожные машины и техника. Кафедра ДСМ МАДИ, ПО Стройтехника. — Режим доступа: http://sdm.str-t.ru/publics/41/, свободный. — Дата обращения 01.05.2011.
4. **Патент** на полезную модель № 111545 от 20.12.2011. Машина для мойки дорожных покрытий.

Камазовские запчасти подешевеют

Начиная с 1 августа, стоимость некоторых запасных частей, выпускаемых Камским автогигантом снижена на 50 процентов.

Это позволит компании укрепить свои позиции на рынке и предоставит потребителю возможность покупать оригинальные запчасти для автомобилей КАМАЗ по более доступным ценам. Позиции запчастей, на которые "КАМАЗ" снизил цены с 1 августа, пользуются огромной популярностью у клиентов.

Этим объясняется большой интерес "кустарных" и альтернативных производителей аналогичных изделий, качество и надежность продукции которых никогда не сравнится с фирменным, камазовским. Практика прошлых лет показывает, что подобные решения компании являются эффективным средством борьбы с теневым производством и оборотом деталей, узлов и агрегатов к камским автомобилям.

Подобные акции по оптимизации цен, но уже на другие группы запчастей, выпускаемых в ОАО "КАМАЗ", будут проводиться и в дальнейшем.

Департамент по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ"

УДК 621.43

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

МЕТОДЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЭЛЕКТРОПИТАНИЯ СИСТЕМЫ ПУСКА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Рассмотрены методы улучшения характеристик систем пуска двигателей автомобильной техники с использованием специализированных схем электропитания с емкостными накопителями энергии, обеспечивающих степень заряженности и продление срока службы аккумуляторных батарей с учетом ее температурных режимов.

Ключевые слова: *пусковое устройство, частота вращения коленчатого вала двигателя, момент сопротивления вращению коленчатого вала, электростартер, стадии пуска, устройства, обеспечивающие пуск холодного двигателя, емкостной накопитель энергии.*

Электростартерная система пуска двигателя внутреннего сгорания (ДВС) предназначена для проворачивания коленчатого вала с частотой, превышающей минимально необходимую пусковую частоту вращения и включает: аккумуляторную батарею (АКБ), электродвигатель-стартер, устройства для его включения и выключения, соединительные провода, а также устройства облегчения пуска.

Обычно технически исправный ДВС начинает работать устойчиво при появлении первых вспышек в цилиндрах, после чего пусковое устройство отключается. Однако при низких температурах пуск существенно затруднен. Это обусловлено рядом обстоятельств: конструкцией двигателя, особенностями его рабочего процесса, а также изменениями при отрицательных температурах физических свойств топлива, масел и материалов, применяемых в двигателе.

При одной и той же аккумуляторной батарее частота вращения коленчатого вала двигателя во время пуска при низких температурах значительно меньше, чем при пуске в обычных условиях. Это происходит по двум причинам: резко возрастает момент сопротивления его проворачиванию; снижаются мощность стартера и создаваемый им крутящий момент.

Основной причиной возрастания момента сопротивления проворачиванию коленчатого вала является увеличение вязкости масла при низких температурах. Как известно, момент сопротивления проворачиванию коленчатого вала определяется силами жидкостного трения и силами, возникающими при сжатии топливно-воздушной смеси. При вязкости масла свыше 15 см^2/с основную часть момента сопротивления составляет момент сил жидкостного трения, причем эта составляющая существенно увеличивается при понижении температуры. При вязкости масла около 120 см^2/с она составляет до 95 % момента сопротивления [1, 2].

В дизелях, для которых характерны большие по сравнению с бензиновыми двигателями поверхности трения в сочетании с высокими значениями степеней сжатия, возрастание момента сопротивления более значительно.

Следует отметить, что кроме частоты прокручивания и температуры (вязкости) масла момент сопротивления зависит также и от времени прокручивания, что обусловлено прогревом масла на стенках цилиндров при движении поршня (рис. 1) [2].

Второй фактор — уменьшение мощности стартера и, соответственно, частоты вращения его вала при низких температурах — вызывается другими

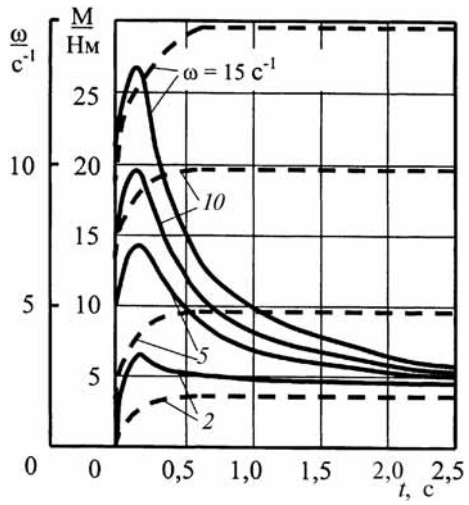

Рис. 1. Изменение момента сил жидкостного трения (сплошные линии) и угловой скорости (пунктир) от времени для одного цилиндра

причинами: уменьшением емкости и напряжения аккумуляторной батареи.

Таким образом, обе причины приводят к уменьшению частоты вращения коленчатого вала при отрицательных температурах.

Это затрудняет пуск как карбюраторных, так и дизельных двигателей. Учитывая особенности их рабочих процессов, возникающие проблемы целесообразно рассмотреть для каждого из них отдельно.

В дизеле характеристики такта сжатия определяют надежность самовоспламенения топлива. Необходимо, чтобы температура воздуха в конце такта сжатия превышала температуру самовоспламенения топлива. Однако при пуске холодного двигателя температура воздуха по ряду причин снижается: уменьшается начальная температура воздуха, всасываемого в цилиндры; из-за уменьшения частоты вращения коленчатого вала двигателя снижается средняя скорость движения поршня, что вызывает повышенную теплоотдачу от сжимаемого воздуха к стенкам цилиндров и, соответственно, снижение его температуры в конце такта сжатия; вследствие снижения скорости движения поршня и менее плотного прилегания поршневых колец к стенкам цилиндров возникают дополнительные потери воздуха, перетекающего из рабочей области в зазор между поршнем и цилиндром, что приводит не только к снижению температуры воздуха в конце такта сжатия, но и к снижению давления.

Низкая температура отрицательно сказывается и на качестве распыления топлива форсунками. Это обусловлено повышением вязкости топлива, а также снижением скорости его истечения из распылителя. Последнее связано со снижением скорости вращения кулачкового вала топливного насоса из-за того же снижения скорости проворачивания коленчатого вала пусковым устройством.

В бензиновом двигателе низкая частота вращения коленчатого вала при пуске влияет на условия подготовки рабочей смеси к воспламенению. Снижение давления насыщенных паров бензина при низкой температуре в сочетании с уменьшенными скоростями прохождения рабочей смеси во впускном тракте двигателя, имеющем холодные стенки, значительно ухудшает условия испарения бензина и образования рабочей смеси с необходимыми для пуска параметрами воспламеняемости. Кроме того, уменьшение частоты вращения коленчатого вала двигателя и снижение напряжения бортовой сети отрицательно сказываются на работе системы зажигания, вследствие чего уменьшается надежность искрообразования [1, 2].

Надежный пуск двигателя определяется тем, насколько реальная частота вращения коленчатого вала соответствует минимально необходимой. Реальная частота вращения коленчатого вала зависит от соотношения вращающего момента на валу стартера и момента сопротивления его проворачиванию. Как следует из вышеизложенного, и то, и другое зависит от температуры [2].

От минимальной пусковой частоты и соответствующего ей среднего момента сопротивления вращению коленчатого вала $M_{ср}$ зависит требуемая мощность системы пуска.

Момент сопротивления $M_с$ вращению коленчатого вала периодически изменяется по времени τ и углу поворота φ коленчатого вала вследствие чередования тактов сжатия и расширения. Кроме того, применяемые на автомобилях электростартеры постоянного тока с последовательным и смешанным возбуждением имеют механические характеристики, отличающиеся значительным изменением частоты вращения с изменением вращающего момента M. Поэтому для электростартерного пуска характерна высокая неравномерность вращения коленчатого вала даже при установившемся вращении его с постоянной средней частотой $n_{ср}$ (рис. 2). Коэффициент неравномерности вращения, определяемый как отношение разности максимальной и минимальной частот вращения к средней частоте в течение периода изменения частоты, у автотракторных двигателей в диапазоне пусковых частот 50—250 мин$^{-1}$ находится в пределах 0,1—2 [2]. У бензи-

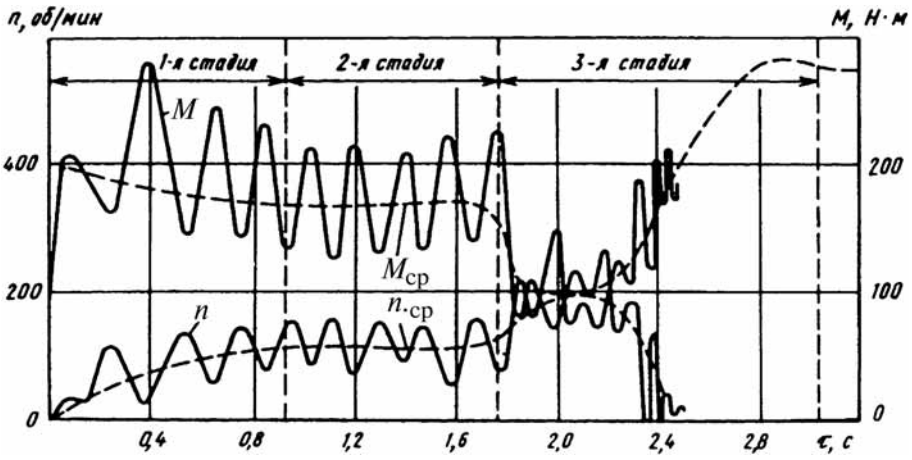

Рис. 2. Изменение вращающего момента *M* электростартера и частоты вращения *n* коленчатого вала при пуске шестицилиндрового дизеля

новых двигателей по сравнению с дизелями степень сжатия и неравномерность вращения коленчатого вала меньше. Неравномерность вращения зависит также от числа цилиндров.

Обычно выделяют четыре стадии электростартерного пуска поршневого двигателя (см. рис. 2) [2]. На первой стадии частота вращения коленчатого вала увеличивается до средней частоты вращения в установившемся режиме. После подключения электростартера к источнику питания его якорь и коленчатый вал двигателя остаются неподвижными, пока вращающий момент электродвигателя не превысит момент трогания системы стартер—двигатель. Когда это произойдет, частота вращения якоря электростартера и индуцируемая в его обмотке ЭДС начинают возрастать. При этом сила тока в якоре и вращающий момент достигают максимальных значений, а частота вращения коленчатого вала увеличивается до средней частоты вращения в установившемся режиме. Затем сила тока в якоре и вращающий момент уменьшаются до значений, соответствующих установившемуся режиму (2-я стадия пуска).

Продолжительность 1-й стадии пуска зависит от вязкости моторного масла, мощности электростартера, момента инерции системы «стартер—двигатель» и обычно не превышает десятых долей секунды.

Отличительной чертой 2-й стадии пуска является равенство средних значений вращающего момента $M_{ср}$ электродвигателя и момента сопротивления при постоянной средней частоте вращения коленчатого вала $n_{ср}$.

Возможное увеличение средней частоты на 2-й стадии связано с интенсивным снижением вязкости масла в узлах трения вследствие его нагрева теплотой, выделяемой при трении и сжатии воздуха или топливовоздушной смеси в цилиндрах двигателя (см. рис. 1).

Разряд аккумуляторной батареи на электростартер и увеличение ее внутреннего сопротивления приводят к снижению средней частоты вращения коленчатого вала. Воспламенение топлива в цилиндрах при низкотемпературном пуске двигателя начинается на 2-й стадии. Возможность и продолжительность пуска зависят от средней частоты вращения коленчатого вала именно на этой стадии. При низких температурах требуется несколько раз провернуть коленчатый вал для создания условий, обеспечивающих воспламенение и горение топливовоздушной смеси.

С повышением температуры окружающей среды частота вращения коленчатого вала возрастает, необходимые для воспламенения смеси условия создаются раньше и продолжительность 2-й стадии сокращается. При достаточно высоких температурах воспламенение смеси может произойти уже на 1-й стадии пуска.

Процесс пуска переходит в 3-ю стадию, когда двигатель начинает развивать мощность за счет теплоты сгорания топлива. Если топливо воспламеняется и сгорает во всех цилиндрах, то 3-я стадия характеризуется непрерывным нарастанием частоты вращения коленчатого вала в результате совместного действия вращающих моментов электростартера и двигателя. Продолжительность 3-й стадии зависит от числа цилиндров, числа и равномерности чередования пропусков сгорания, равномерности распределения смеси по цилиндрам двигателя, момента инерции системы «стартер—двигатель», начальной вязкости масла и интенсивности ее снижения в процессе пуска.

В 4-й стадии двигатель работает уже самостоятельно, однако ее целесообразно относить к процессу пуска. Дело в том, что если мощность двигателя, развиваемая на этой стадии, окажется недостаточной для преодоления возрастающего (с увеличением часто-

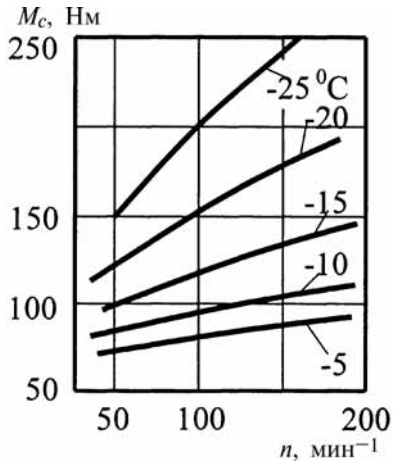

Рис. 3. Зависимости составляющей момента сопротивления прокручиванию коленчатого вала от частоты вращения при разных температурах

ты вращения) момента трения, двигатель остановится и для его пуска потребуется повторное включение стартера.

Выше уже отмечалось, что основную часть момента сопротивления составляет момент сил жидкостного трения. Его зависимость от частоты прокручивания ДВС при разных температурах показана для одного из двигателей на рис. 3 [1, 2].

Жидкостное трение и определяемый им момент, как и следовало ожидать (см. рис. 3), в основном зависят от температуры и в меньшей степени, от частоты прокручивания коленчатого вала.

Устройства, облегчающие пуск, воздействуя на отдельные системы двигателя, температурное состояние его деталей и эксплуатационных материалов, снижают моменты сопротивления вращению коленчатого вала, улучшают условия образования и воспламенения топливовоздушной смеси. Кроме того, они позволяют уменьшить износ деталей двигателя и пускового устройства [2]. На практике применяется целый ряд устройств и средств для облегчения пуска ДВС: свечи накаливания, электрические подогреватели, предпусковые подогреватели; электрофакельные устройства; приспособления для впрыска легко воспламеняющихся жидкостей и др.

К этим средствам, естественно, предъявляется ряд требований. Они должны обеспечивать надежный пуск двигателя во всем диапазоне рабочих температур окружающего воздуха за относительно небольшое время; потреблять минимальную энергию штатных аккумуляторных батарей; обеспечивать пуск двигателя при использовании эксплуатационных материалов (масел для двигателя, топлива, охлаждающих жидкостей и т. д.); минимизировать износ деталей двигателя при пусках; обеспечивать возможность работы в экстремальных условиях (снежная пурга, пониженное атмосферное давление и т. д.); сохранять работоспособность в летний период эксплуатации автомобилей без специальных мер консервации; быть простыми по конструкции и технологии применения, обслуживаться одним лицом; соответствовать требованиям безопасности; быть долговечными (сохранять работоспособность в течение всего срока службы автомобиля).

Устройства, обеспечивающие пуск ДВС при низких температурах, разделяются на две группы: устройства, обеспечивающие пуск путем предпускового подогрева и устройства пуска холодного ДВС.

Первые также можно разделить на подгруппы: устройства, обеспечивающие прогрев всего ДВС в целом; устройства локального прогрева (калильные свечи, факельные устройства, электронагревательные решетки и т. п.) либо термостатирования отдельных элементов (охлаждающей жидкости, масла в картере и т. д.).

К сожалению, применение предпусковых подогревателей не снимает многих проблем, так как процесс прогрева ДВС занимает достаточно много времени и происходит неравномерно. В качестве примера на рис. 4 показано изменение температуры различных частей двигателя ЯМЗ-740 при работе подогревателя ПЖД-30. Из рисунка видно, что процесс прогрева масла в картере и особенно в области коренных подшипников коленчатого вала идет медленно.

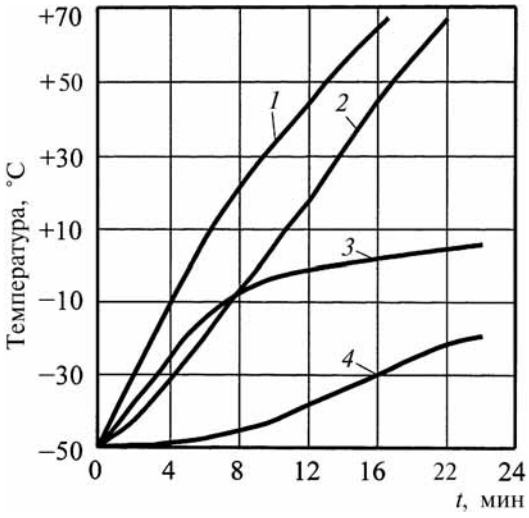

Рис. 4. Зависимость средних температур частей ДВС ЯМЗ-740 от времени работы подогревателя ПЖД-30:

1 — стенки цилиндров правого ряда; *2* — стенки цилиндров левого ряда; *3* — масло в картере двигателя; *4* — коренные подшипники коленчатого вала

Подробное описание и анализ устройств первой группы выходит за рамки данной работы.

Устройства, обеспечивающие пуск холодного ДВС (без предпускового подогрева или термостатирования отдельных элементов и узлов ДВС), также можно разделить на несколько видов:

— устройства, обеспечивающие впрыск легко испаряющихся жидкостей в камеры сгорания непосредственно перед пуском;

— устройства, повышающие частоту вращения коленчатого вала ДВС при прокручивании его стартером.

К последним можно отнести: модернизированные конструкции привода «стартер—коленчатый вал», усовершенствованные стартеры (механическая часть); усовершенствованные источники электропитания системы электрического пуска.

Рассмотрев классификацию предпусковых устройств, заметим, что в зависимости от условий эксплуатации автомобиля полезным может быть то или иное их сочетание. В то же время очевидно, что совершенствование источника электропитания электростартерной системы пуска ДВС необходимо в любом случае.

Штатная свинцовая аккумуляторная батарея имеет высокую удельную энергию (свыше 200 Дж/см^3), но низкую удельную мощность [1, 2]. Поэтому для обеспечения надежного пуска ДВС при низких температурах приходится применять аккумуляторные батареи большой номинальной емкости со значительным запасом неиспользуемой электрической энергии. Отмечается [2], что запасенную в аккумуляторной батарее энергию при температуре от –20 °С до –30 °С и высоких стартерных токах разряда удается использовать лишь на 5—10 %. Следовательно, большая часть емкости АКБ не может быть использована вообще для осуществления пуска ДВС в наиболее тяжелых географических условиях ее эксплуатации на территории Российской Федерации. При еще более низких температурах отдача аккумуляторной батареи по энергии и емкости может снизиться настолько, что пуск ДВС становится вообще невозможным.

Указанная особенность использования энергии АКБ в электростартерной системе пуска двигателей привела к техническому решению, применяемому в силовой импульсной энергетике, — включению параллельно АКБ промежуточного накопителя энергии, позволяющего получить мощный импульс тока [3, 4].

В начальный период развития рассматриваемой идеи в качестве накопителей применяли электролитические конденсаторы относительно высокого напряжения (до 400 В), что позволяло увеличивать запасаемую ими энергию пропорционально квадрату напряжения. При этом возникает дополнительная проблема электробезопасности.

Подключение параллельно батарее емкостного накопителя энергии (НЭ), способного быстро накапливать и отдавать накопленную энергию, позволяет повысить частоту вращения коленчатого вала ДВС в начальный период пуска без замены штатной аккумуляторной батареи. Это происходит в результате уменьшения эквивалентного внутреннего сопротивления источника электропитания, что во много раз увеличивает силу тока, который способен отдать такой комбинированный источник при электростартерном пуске. При меньшем внутреннем сопротивлении НЭ берет на себя большую часть токовой нагрузки в начале пуска ДВС, обеспечивая большее число попыток пуска и увеличивая срок службы АКБ.

Преимуществ у таких источников тока несколько. Они могут быть внедрены не только на проектируемые, но и на уже находящиеся в эксплуатации транспортные средства, применение накопителей энергии в сочетании с аккумуляторной батареей, имеющей меньшее число аккумуляторов, либо с аккумуляторами меньшей емкости дает возможность уменьшить массу источника энергии, условия пуска ДВС мало зависят от состояния АКБ, они не токсичны, срок службы накопителей энергии соизмерим со сроком службы автомобиля, меньше дефицитность исходных материалов для изготовления НЭ, место положения и пространственная ориентация установки некоторых типов накопителей энергии может быть произвольной, поскольку они герметичны и не требуют технического обслуживания в эксплуатации, накопители энергии имеют большую скорость отдачи энергии, которая практически не зависит от температуры, возможность осуществления заряда НЭ с заданной продолжительностью и от различных источников тока, использование низковольтных НЭ в качестве вспомогательного устройства для облегчения пуска ДВС в условиях низких температур при параллельном и последовательном их подключении к АКБ, их применение соответствует требованиям электробезопасности.

Вариант комбинированного источника показан на рис. 5. После замыкания контактов выключателя S1 тяговое реле K.1 через силовые контакты K1.1 вводит шестерню привода в зацепление с венцом маховика ДВС, и аккумуляторная батарея через диод VD1 обеспечивает электроснабжение стартера M. Одновременно через диоды VD НЭ заряжается до напряжения, соответствующего напряжению на выводах аккумуляторной батареи.

В этой системе электропуска предусмотрена также контактная пара S2, управляемая кулачком на распределительном валу. Профиль кулачка обеспе-

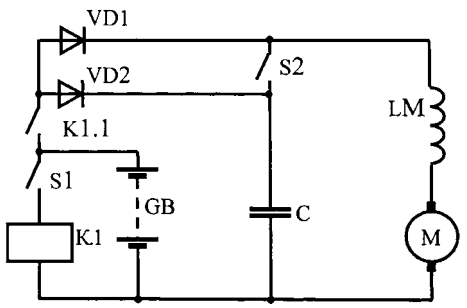

Рис. 5. Схема кратковременного подключения НЭ в систему электропуска

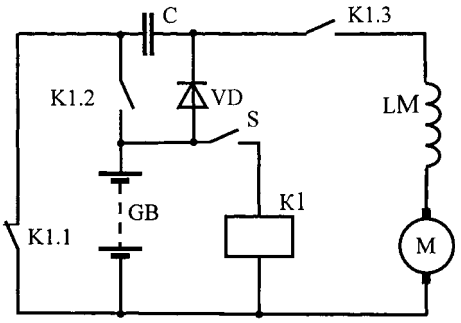

Рис. 6. Схема с удвоением напряжения

чивает подключение НЭ к стартеру только тогда, когда за счет сжатия топливовоздушной смеси в цилиндрах двигателя увеличивается момент сопротивления прокручиванию. В результате увеличивается частота и равномерность вращения коленчатого вала ДВС. Однако, как упоминалось выше, в области низких температур основную долю момента сопротивления прокручиванию коленчатого вала ДВС составляет момент сил жидкостного трения, что делает подобные устройства малоэффективными.

При рассмотрении процесса разряда емкостного накопителя энергии обычно принимают среднюю силу тока, потребляемый стартером, постоянным, что верно только при равенстве напряжений на аккумуляторной батарее и накопителе энергии либо при небольшом их отличии, когда напряжение на стартере слабо изменяется в процессе пуска. Однако это не только не единственно возможный, но и не лучший вариант.

Как видно из зависимостей, приведенных на рис. 1, момент сопротивления прокручиванию коленчатого вала сначала имеет значения в несколько раз больше установившегося, а потом убывает во времени в течение 1—2 с, пока не стабилизируется. По этой причине особенно важно получить повышенные значения вращающего момента в первые секунды пуска ДВС, что можно сделать, зарядив НЭ до напряжения, большего, чем напряжение аккумуляторной батареи. В процессе такого пуска в результате снижения вязкости масла в узлах трения ДВС, после окончания разряда НЭ даже сильно разряженная батарея сможет вращать коленчатый вал с частотой, необходимой для надежного пуска ДВС.

Вариант такого подключения емкостного НЭ к аккумуляторной батарее, которое обеспечивает повышенное напряжение при пуске показано на рис. 6. Такую схему целесообразно использовать для автомобилей, у которых система пуска рассчитана на напряжение 24 В [4].

Ток заряда НЭ проходит от аккумуляторной батареи через диод VD и нормально замкнутые контакты K1.1 реле K1. На время заряда накопитель энергии и аккумуляторная батарея соединяются параллельно. При пуске ДВС после замыкания контактов выключателя S контакты K1.1 размыкаются, а контакты K1.2 и K1.3 реле K1 замыкаются, при этом НЭ и аккумуляторная батарея соединяются последовательно, и на выводах электростартера можно получить напряжение 24 В, используя одну аккумуляторную батарею напряжением 12 В.

Очевидно, что применение накопителей энергии в электростартерной системе пуска является одним из перспективных методов (направлений) в решении проблемы пуска двигателей автомобильной техники при низких температурах. Поэтому теоретическое и экспериментальное исследования характеристик электростартерной системы пуска с источником вторичного электропитания (ИВЭП), а также разработка методик сравнительного анализа и устройств стабилизации характеристик пуска ДВС при низких температурах является актуальной задачей, решение которой будет способствовать практическому внедрению и дальнейшему развитию таких систем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Акимов, С. В.** Электрооборудование автомобилей: учеб. пособие для вузов [Текст] / С. В. Акимов, Ю. П. Чижков; под общ. ред. С. В. Акимова. Изд. 2-е, перераб. и доп. — М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. — 384 с.
2. **Квайт, С. М.** Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей: учеб. пособие для вузов [Текст] / С. М. Квайт, Ю. П. Менделевич, Ю. П. Чижков; под общ. ред. С. М. Квайт. — М.: Машиностроение, 1990. — 256 с.
3. **Чижков, Ю. П.** Процесс прокручивания вала двигателя при использовании в системе пуска емкостного накопителя энергии [Текст] / Ю. П. Чижков. Машиностроитель. — М.: 1998. — № 1. — С. 22—25.
4. **Фесенко, М. Н.** Емкостные накопители энергии в электрооборудовании транспортных средств [Текст] / М. Н. Фесенко, Ю. П. Чижков // Грузовик, 1999. — № 8. — С. 11—15.

УДК [518.1.001 + 681.326.32]:64

С. Л. Горин, канд. техн. наук, доц., Южно-Российский гос. ун-т экономики и сервиса,
П. В. Харламов, канд. техн. наук, доц., Ростовский гос. ун-т путей сообщения
E-mail: kcharlamov@yandex.ru

РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА СРЕДСТВ ДЛЯ ПРОДЛЕНИЯ ПЕРИОДА ЭКСПЛУАТАЦИИ КОЛЕС ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Представлена конструкция стенда для определения геометрических форм диска колеса автомобиля, а также прибор для определения оптимального положения шины относительно диска колеса автомобиля, что позволяет снизить массы уравновешивающих грузов при выполнении динамической балансировки автомобильного колеса. Предлагаемый комплекс средств позволяет продлить период эксплуатации колес автомобилей.

Ключевые слова: *стенд, автомобильное колесо, дисбаланс, период эксплуатации, геометрия колесного диска.*

(Рисунки 1—5 на 2-й и 3-й полосах обложки)

Одно из негативных явлений, возникающих в процессе эксплуатации автомобильного колеса — это дисбаланс. Дисбаланс автомобильного колеса может быть вызван различными причинами, в том числе и изменением геометрических форм колесного диска, нарушением норм эксплуатации, неоптимальным положением шины относительно диска колеса.

Изменение геометрии обусловлено работой автомобильного диска, случайными причинами, а так же воздействием внешних условий работы и хранения диска. К случайным причинам относятся скрытые дефекты, перегрузки конструкции и т. п. Основными постоянно действующими причинами изменения технического состояния деталей и автомобиля в целом являются изнашивание, пластические деформации, усталостные разрушения, коррозия, физико-химические изменения материала деталей. При работе диска колеса значения конструктивных и диагностических параметров изменяются в пределах от начальных значений до допустимых, а затем и предельных значений, регламентирующихся ГОСТами.

Современные шиноремонтные мастерские охотно выполняют балансировку колес, но довольно часто массы корректирующих грузов не удовлетворяют требованиям ГОСТ [4554—97], и мастера, не желая разбираться в причинах, неизбежно выбраковывают колесо. Результаты проведенных экспериментов показывают, что в большинстве случаев причиной увеличения дисбаланса колеса является нарушение геометрических форм диска, иногда не определяемых "на глаз".

Стенд для контроля геометрии автомобильных дисков (рис. 1) предназначен для контроля геометрии привалочных и посадочных поверхностей дисков легковых автомобилей.

Диаметр измеряемого диска 12"—16", расчетная производительность 4 колеса в час, универсальная переходная плита для крепления диска, встроенный шкаф для хранения оснастки и инструмента, указатель биения на подвижной штанге, питание 12В, класс защиты от поражения электротоком "I", габаритные размеры: 820 × 370 × 355 мм, масса — 22 кг.

Конструктивно стенд для контроля геометрии представлен совокупностью агрегатов и узлов, смонтированных в соответствии с функциональными связями на металлическом основании, обеспечивающие устойчивость стенда в целом. Стенд оборудован электрическим приводом с использованием мотор-редуктора, крутящий момент которого передается от выходного вала редуктора на вал стенда и через переходную плиту, непосредственно на сам диск. Крепление диска на переходной плите (рис. 2) осуществляется при помощи центрирующей шайбы специальными крепежными болтами, входящими в комплект стенда. Геометрия дисков контролируется методом вращения вала стенда при помощи мотор-редуктора, передача крутящего момента от мотор-редуктора к валу стенда осуществляется через ременную передачу. В отличие от известных аналогов, в конструкции системы измерения используется сразу несколько измерительных индикаторов, что позволяет измерять одновременно несколько плоскостей и делает процесс измерения более быстрым. В конструкции стенда использованы опорные стойки, которые придают конструкции стенда большую жесткость, более точное позиционирование и простоту сборки.

Крепление опорных стоек к основанию выполнено через направляющие шпильки.

В качестве системы для установки измерительных головок используется штатив для измерительных головок типа ШМ-IIН № 09315 первого класса точности.

Предложенный стенд позволяет контролировать геометрии форм дисков различной конструкции. На рис. 3 и 4 представлены данные контроля геометрии посадочных и привалочных плоскостей штампованного и литого колесных дисков типоразмера 6,5J × 13H2. Пунктирной линией отмечено нормируемое ГОСТом отклонение размера в 0,5 мм. Выбранные диски визуально не имеют следов деформации. Анализ представленных зависимостей показывает, что отклонение геометрии измеряемых поверхностей литого диска значительно меньше штампованного при близких значениях срока эксплуатации (около 75 тыс. км). Овальность посадочных поверхностей в большей степени проявляется у обоих дисков по внутренней плоскости, что может быть связано с недостаточной жесткостью диска. Изменение геометрии привалочных поверхностей в большей степени наблюдается у штампованного диска. Это может быть связано также с недостаточной жесткостью, так как в этом месте происходит воздействие отжимной лопатки шиномонтажного стенда при смене шины.

В процессе эксплуатации автомобильного колеса шина изнашивается значительно быстрее колесного диска, поэтому наиболее распространенным случаем является установка новой шины на диск бывший в эксплуатации. Выше приведенные примеры экспериментального исследования дисков подтверждают изменение его геометрии в эксплуатации, что в свою очередь приводит к увеличению масс корректирующих грузов в условиях динамической балансировки колеса.

На качество балансировки влияет положение шины относительно диска [1]. Существующие балансировочные станки зачастую не выполняют оптимизацию положения шины относительно диска, что не в лучшую сторону сказывается на качестве балансировки, увеличивая массы корректирующих грузов.

Для улучшения качества балансировки разработан прибор (рис. 5), позволяющий на базе математической модели процесса оптимизации положения шины относительно диска колеса в условиях динамической балансировки колес проводить «оптимизацию» колес легковых автомобилей в условиях массовых шиноремонтных мастерских на базе имеющихся балансировочных станков.

Прибор можно эксплуатировать в условиях шиноремонтных мастерских. В связи с этим он имеет ряд особенностей:

- пластиковый ударопрочный корпус;
- подсветка экрана индикатора, позволяющая работать в темных помещениях;
- клавиатура с тактильным эффектом, устойчивая к истиранию и воздействию агрессивных сред;
- простой и удобный интерфейс.

Клавиши, расположенные на клавиатуре прибора (см. рис. 5) имеют следующее назначение:

F1 — кнопка ввода исходных данных. Используйте эту кнопку для начала расчета;

F2 — кнопка расчета этой кнопкой производится расчет по заданным значениям;

F3 — кнопка результата; при ее нажатии выводиться результат расчетов;

ESC — кнопка отмены позволяет отменить текущую операцию или выйти из текущего режима;

1...0 — цифровая клавиатура служит для ввода чисел, с помощью нее вводятся значения исходных данных;

SHIFT — кнопка переключения предназначена для смены функции кнопок на клавиатуре с черного цвета на красный; функция кнопок изменяется при удержании кнопки SHIFT;

ENTER — кнопка ввода подтверждает введенное значение данных для расчета;

DEL — кнопка удаления служит для удаления символа, находящегося над курсором;

↓↑ — кнопки навигации, с помощью этих кнопок возможна прокрутка списка заданных значений при вводе данных и списка результата вычислений.

Основой разработки метода является математическая модель [2], позволяющая разделить дисбаланс колеса в сборе на дисбаланс шины и дисбаланс диска. Это разделение можно выполнить по информации о дисбалансе колеса, снятой с показаний балансировочного станка.

Информация с балансировочного станка передается в вычислительный прибор, который определяет: оптимальную сторону шины и оптимальный угол поворота шины относительно диска по вычисленной и запомненной информации о дисбалансе шины и диска.

Представленный комплекс оборудования позволяет более точно определять неисправности колеса, влияющие на динамическую балансировку, продлять срок службы как диска, так и колеса в целом, снижать массы корректирующих грузов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Горин, С. Л.** Метод снижения вибронагруженности колеса легкового автомобиля [Текст] / С. Л. Горин, П. В. Харламов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения, научно-технический журнал, 2011. — № 1. — С. 12—17.
2. **Горин, С. Л.** Метод оптимальной балансировки колес легковых автомобилей // С. Л. Горин, автореф. дис. на соискание степени кандидата технических наук. Волгоград: 2007. 20 с.

УДК 006.86:[502.3:504.5:621.43.064]

К. В. Щурин, д-р техн. наук, проф., **Л. Н. Третьяк**, канд. техн. наук, доц.,
Е. М. Герасимов, ст. сотрудник, Оренбургский центр промышленной медицины,
А. С. Вольнов, асп., Оренбургский государственный университет
E-mail: tteng@mail.ru

ГАРМОНИЗАЦИЯ СТАНДАРТОВ ЕВРОПЕЙСКОГО СОЮЗА И РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ ПО ОЦЕНКЕ ВЛИЯНИЯ АВТОТРАНСПОРТА НА ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ГОРОДОВ

Рассмотрен жизненный цикл моторных топлив. Для гармонизации стандартов стран ЕС и РФ предложен новый уровень оценки токсичности отработавших газов и адаптирован гравиметрический метод для определения массы сажи в единице объема отработавших газов ДВС. Предложен коэффициент, учитывающий замедление скорости транспортного потока в городском цикле относительно стандартной.

Ключевые слова: *двигатели внутреннего сгорания (ДВС), стандарты, показатели токсичности отработавших газов (ОГ), конденсат отработавших газов, аморфная газовая сажа и бенз(α)пирен (Б(α)П), методы определения, коэффициент замедления транспортного потока в городском цикле.*

Существующие стандарты оценки влияния автотранспорта на экологические биосистемы основаны на обобщении опыта анализов состава отработавших газов после их выхода из выхлопной трубы автомобиля. Состав отработавших газов ДВС представляет собой хвостовые продукты многоэтапных процессов сложных высокотемпературных и высокоскоростных взаимодействий в составе жизненного цикла различных моторных топлив: от водорода, пропана, этанола и бензина до дизельного топлива. Каждый вид топлив в процессе своего жизненного цикла претерпевает различные виды преобразований не только под влиянием взрывного горения в камере сгорания, но и в зависимости от предварительной обработки для разрыва углеводородной цепочки, что облегчает сгорание [1], от соотношений с кислородом воздуха (коэффициент α), видов моторных масел и даже от материала камер внутреннего сгорания (металл, керамика или композиции с каталитическими свойствами). На пути от бака до охлажденных отработавших газов за пределами выходных нейтрализаторов (после которых и производится отбор газов для анализа и нормирование их состава) меняется температурный режим (от +2000 °С в камере сгорания до +20 °С в приборе анализа состава). Соответственно меняется и состав отработавших газов от углеводородной цепочки до ионно-плазменных структур с последующим взаимодействием ионов и образованием различных химических соединений при охлаждении смеси ионов.

Термохимическое моделирование показывает, что в раскаленном потоке ионов после взрывного горения и разрыва связей С—Н углеводородного топлива основными ионами являются С, Н, N и О, взаимодействие которых при охлаждении потока приводят к формированию вначале CO, CO_2, NO_x, H_2O, а затем продуктов их вторичных и третичных взаимодействий.

Анализ уровня технических достижений по снижению токсичности отработавших газов путем изменения их состава показывает возможность использования не только нейтрализаторов отработавших (хвостовых) газов или повышений требований к топливам (обессеривание, отказ от мышьяковых присадок и т. п.), но и возможность максимального удаления из высокотемпературного плазменного потока ионов углерода и водорода.

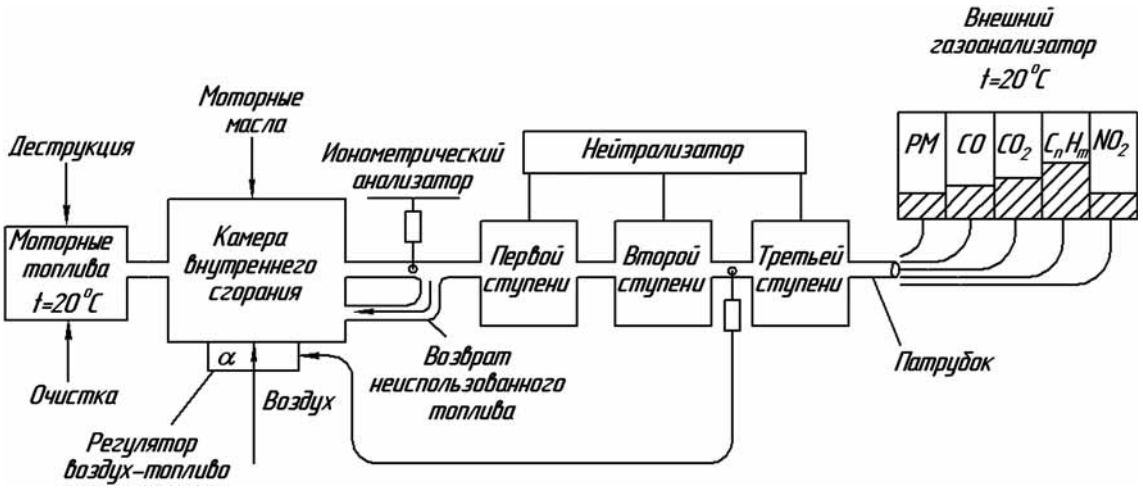

Рис. 1. Жизненный цикл топлива

Любая модификация впрыска топлива, уменьшающая размерность капель до степени паров, неизбежно приведет к снижению величины неиспользованного топлива (ионов С и Н в потоке ОГ) и, тем самым, снизит суммарную токсичность отработавших газов.

Сигнал от поточного ионометрического анализатора о величине неиспользованного топлива, получаемый от нейтрализатора первой ступени, обеспечивает первичное регулирование, связанное с возвратом в камеру внутреннего сгорания этих горючих и горячих компонентов, повышая тем самым КПД двигателя и снижая нагрузку на хвостовой нейтрализатор (рисунок).

Этот механизм снижения токсичности отработавших газов американские автомобилестроители ввели в систему внутреннего электронного анализа и увязали с электронным регулированием работы двигателя (патент РФ2 224 233. опубл. 20.02.2004 Режим доступа http://wwwl.fips.ru/fips seervl/ fipsservlet? DB=RUPAT&rn-1755&DocNumber=22242 33&QID= D110580F-5299-4FEB-9A63-6E80122C6E7&Type File= html-дата обращения 12.03.2012).

Приняв нашу концепцию о том, что состав отработавших газов зависит от температуры конденсации ионов ионно-плазменного потока после взрывного горения, следует признать возможность изменения состава отработавших газов и снижения их токсичности путем конденсации ионов углерода до их выхода в приземный слой атмосферы. Очевидно, что это необходимо сделать ранее образования и конденсации паров воды по выходу из патрубка выхлопной трубы. При правильно отлаженном соотношении коэффициента избытка воздуха (α), подачи воздуха в камеру сгорания, т. е. при отсутствии избытка кислорода в составе отработавших газов, и удалении ионов углерода, можно изменить состав отработавших газов до примерно равных соотношений концентраций газообразных азота, углекислого газа и паров воды.

Авторы сомневаются в правомерности оценки технического состояния автомобиля по дымности отработавших газов или даже по концентрациям угарного газа, который легче воздуха и не может накапливаться в приземном слое атмосферы. При этом возникает вопрос: как адекватно оценивать взаимосвязь технического состояния автомобиля и его влияния на биосистемы городов? Состав проб отработавших газов, отобранных в охлажденном виде для анализа и разбавленных в сотни раз для сопоставления с эталонными газами, как это принято в стандартах стран ЕС, далек от состава отработавших газов (при температуре около 500 °С) на выходе из выхлопной трубы, непосредственно выбрасываемых в приземный слой атмосферы. Сам факт знаменитого лос-анджелесского фотосмога, при котором отработавшие газы стоящих в пробке автомобилей под влиянием ультрафиолетового солнечного облучения превратились в токсины, отравившие массу автомобилистов — наглядный пример возможности вторично-третичных реакций продуктов неполного сгорания углеводородных топлив. Причем в механизме взаимопревращений состава отработавших газов ведущая роль принадлежит озону как продукту фоторазложения окислов азота и его

последующих реакций с формальдегидом, высшими альдегидами, олефинами и свободными радикалами — продуктами окисления несгоревших углеводородов с образованием новых перекисных соединений и свободных радикалов [2].

Авторам представляется более адекватным проведение анализа конденсата отработавших газов ДВС вместо принятого в мировой практике анализа газообразной составляющей выбрасываемых в атмосферу отработавших газов. При этом более уместно для станций техобслуживания применение методов анализа тонкослойной хроматографии или капиллярного электрофореза. Принятие такого подхода ставит вопрос о введении обобщающего показателя — индикаторного вещества, входящего в состав конденсата отработавших газов. Эту проблему неоднократно обсуждали. Одним из первых обобщенных показателей вредности продуктов сгорания был предложенный Н. Г. Залогиным и Л. И. Кроппом (1973 г.) подсчет суммы частных показателей вредных компонентов источника токсогенов без учета его мощности, но с учетом токсичности отдельных компонентов, определяемой соответствующими значениями предельно допустимых концентраций (ПДК). Было установлено, что наибольшую опасность для населения представляют окислы азота и сернистые соединения, имеющие к тому же синергетическое взаимодействие. Метод нашел применение только при обосновании объемов предельно допустимых выбросов (ПДВ) стационарных источников, но инициировал введение ограничений на содержание серы в составе моторных топлив.

Минздрав СССР (ГОСТ 12.1.005—88) разработал тест оценки суммарной токсичности всех веществ состава отработавших газов, предусматривающий определение суммы отношений концентраций газов, деленных на ПДК этих веществ. Тест основан на оценке всех веществ по их нулевому уровню токсичности, т. е. по полной безвредности данной концентрации конкретного соединения для человека. Применимость этого подхода абсолютно абстрактна: в отработавших газах любого ДВС за минуты работы выделяется токсогенов в концентрациях на десятки тысяч единиц превышающих ПДК. Расточительность и бесперспективность этого подхода неоднократно подчеркивали западные токсикологи [3, 4]. Западные стандарты ориентированы на оценку токсичности выбросов по пороговому уровню токсичности, близкому к минимальному токсическому влиянию на теплокровных или человека (Threshold limit value — TLV).

В научно-исследовательской и опытно-конструкторской лаборатории нейтрализации и проблем энергетики автомобилей и тракторов (ЛАНЭ) с 1962 г. для оценки вредности работы конкретного двигателя при определенном режиме его работы был предложен суммарный показатель токсичности отработавших газов как сумма отношений ПДК (максимально разовых) каждого из веществ состава отработавших газов относительно величины ПДК диоксида углерода [5]. В дальнейшем был предложен критерий экологической безопасности автомобиля как отношение фактической суммы выбросов ОГ ($м^3/с$) к нормам, допускаемым по европейским стандартам (экологический класс 4). Чем больше сумма отношений — тем более токсичным считается состав суммы отработавших газов, а значит, тем больше конкретный автомобиль оказывает токсическое влияние на экобиосистемы. При этом выделено 4 уровня экологической опасности и технического совершенства автомобиля — от чрезвычайно опасного и крайне несовершенного (при значении отношения более 34) до неопасного и совершенного (при отношении менее 1) [6].

При этом категорию опасности автомобиля (КОА, $м^3/с$) предложено определять как сумму категорий опасности веществ, входящих в состав ОГ по формуле:

$$КОА_j = \sum_{i=1}^{m} КОВ_i = \sum_{i=1}^{m} \left(М_i/ПДК_i\right)^{\alpha_i},$$

где α_i — безразмерная константа, позволяющая соотнести степень вредности i-го вещества с вредностью диоксида серы, равные 0,9 для углеводородов и оксида углерода, 1,3 для окислов азота и 1,7 для Б(α)П; $ПДК_i$ — максимально-разовая ПДК i-го вредного вещества, $г/м^3$; $М_i$ — количество выбросов i-ой примеси в атмосферу, г/с; $КОВ_i$ — категория опасности i-ой примеси.

Нельзя назвать перспективным подход к оценке технического состояния автомобиля и степени его экологической безопасности на основе сопоставления различных нормативов, не связанных с возможностью технического снижения токсичности отработавших газов и в отрыве от фонового состояния территории эксплуатации автотранспорта.

Однако удалось установить, что по суммарному количеству выбросов автомобиль, работающий на

бензине, в 9,5 раз опаснее, чем тот же автомобиль, работающий на сжиженном нефтяном газе, и в 10,3 раза опаснее того же автомобиля, работающего на сжатом природном газе [7].

По текущему состоянию отечественные автомобильные стандарты ориентируют эксплуатационников на определение так называемого ПДК в долях (%) соответствия фактических концентраций CO и NO_x в отработавших газах ДВС концентрациям, оптимально технически достижимым, установленных заводом-изготовителем автомобиля. Вполне очевидно, что эти ПДК (т. е. по проценту соответствия) не имеют никакого отношения к токсичности или гигиеническим стандартам [8], они совершенно обособлены от норм Евростандартов, не являются стимулами повышения технического уровня отечественного автомобилестроения и не указывают направления оптимизации жизненного цикла моторных топлив.

Сегодня наиболее актуальным вопросом токсикологии является нормирование технически достижимых уровней токсичности отработавших газов. Больше всего методически достоверных оснований для признания в качестве нормативного уровня токсичности критерий LD_{50} (мг/м^3) для экспериментальных животных [9].

В условиях нормативной неопределенности уровня нормирования токсичности мы предлагаем гармонизировать стандартный показатель, приняв за основу состава отработавших газов газовую сажу (С-аморфный) как химическое соединение — показатель токсичности отработавших газов. Определенным допуском является факт химической инертности и относительной безвредности самой газовой сажи, относящейся к 4-му классу опасности (при оценке токсичности по LD_{50}). За пороговый предел (TLV) сажи принята величина 3,5 мг/м^3. Аморфная сажа высокодисперсна (80 % гранул имеют диаметр менее 0,5 мкм) и способна мигрировать по ветру на большие расстояния. При электронной микроскопии установлено, что гранулы сажи имеют площадь 42 м^2/г, что обеспечивает ее высокую абсорбционную способность. Принято считать, что на каждом грамме сажи может конденсироваться более миллиграмма Б(α)П (канцероген, 1-й класс опасности). Черная газовая сажа может содержать до 35 мг/кг 1,2-бенз(α)пирена [10]. Специальные исследования показали, что в составе европейской газовой сажи найдено до 1,0 % по массе 3,4-бенз(α)пирена ($C_{20}H_{12}$) [11]. Природное содержание Б(α)П в незагрязненной атмосфере составляет 0,1 нг/м^3 или ниже, но в атмосфере городов Б(α)П обнаруживают в несколько тысяч раз больше. Выхлопные газы автомобильных двигателей содержат 4,0 мкг/м^3, тогда как в конденсате отработанных газов — до 74 мкг/г, при этом в отработанном моторном масле — 55,0 мкг/г. Своим происхождением в отработавших газах Б(α)П обязан не столько исходным содержанием в моторных маслах: полициклические ароматические углеводороды образуются при неполном сгорании органических веществ, содержащих углерод и водород. Пары Б(α)П при снижении температуры газов конденсируются на частицах сажи или образуют мелкие аэрозольные частицы [12].

При сроке жизни в придорожном слое почвы до 5 лет Б(α)П может ассимилироваться овощами и фруктами и таким образом включаться в пищевую цепочку человека. Вполне очевидно, что опасность накопления канцерогенов в придорожной зоне автострад существенно возрастает с ростом интенсивности движения. Эта опасность выявлена еще в период борьбы экологов за запрет использования присадок свинца к моторным топливам. Еще в 70-е годы были озвучены специальные нормативы ВОЗ по запрету сбора ягод и грибов, а также запрет выращивания сельхозпродуктов в зоне 500 м от дорог с движением более 2000 автомобилей в час.

В СССР субпороговой дозой (ПДК) считали 0,15 мкг/м^3 Б(α)П, порогом токсичности (TLV) считается доза 5,0 мкг/м^3 (Швеция). Американская Конференция государственных промышленных гигиенистов (ACGIH) приняла TLV, равное 0,2 мг/м^3 для летучих ароматических углеводородов состава каменноугольного пека (к которым относится и Б(α)П). Они определяются как масса той части собранных на фильтре частиц, которые растворимы в бензоле.

С учетом способности к накоплению углерода в придорожной зоне, принятой нами как отягчающее обстоятельство, наше предложение принять показатель «аморфный углерод состава газовой сажи» в качестве индикатора токсичности отработавших газов ДВС имеет несомненные преимущества перед показателями CO и NO_x, не способными накапливаться в приземном слое атмосферы, хотя экологи стран ЕС и РФ именно их ошибочно принимают как критерии повреждающего влияния автотранспорта на биоэкологические системы. Исследования АМН СССР [13] показали, что доля вредности нормируе-

мых сегодня газовых компонентов составляет менее 1,0 % от суммарной вредности ОГ ДВС с учетом 15 ПАУ, включая Б(α)П.

Следует отметить, что в Евростандартах, кроме газовой составляющей существует норматив — «твердые вещества состава отработавших газов». Однако их химический состав не воспроизводится. Экологические требования (предельные значения по ESC и ELR тестам: Правило № 49 ECE) по PM (г/кВт · ч) к грузовым автомобилям постоянно ужесточаются: от 0,4 (экологический класс 1) до 0,02 (экологический класс 4 и 5).

Для гармонизации стандартов стран ЕС и РФ мы предлагаем гравиметрический метод определения сажи в единице объема отработавших газов ДВС, доступный не только специализированным лабораториям, но и постам ГИБДД (или экологической полиции), взамен определения оптической проницаемости (дымности) или концентраций оксида углерода в составе отработавших газов [14]. Предложенный нами метод является оптимизацией известного метода определения сажи в воздухе рабочей зоны химических производств. При традиционном методе воздух протягивают через бумажный фильтр и определяют степень почернения последнего. При наличии в воздухе органических веществ последние удаляют, растворяя в органическом растворителе. Чувствительность метода составляет 2 мкг. Фотометрическое определение сажи в методе-аналоге мы заменили гравиметрическим определением сажи, используя рекомендации ВОЗ, принятые нами за прототип [15]. При этом разработали приборное оформление метода для проведения полевых (экспедиционных) измерений.

Метод может быть оптимизирован прокачкой через фильтр ФПП единицы объема не газов, а конденсата отработавших газов. При этом гармонизации стандартов ЕС и РФ одновременно подлежат: вид индикаторного вещества (газовая сажа — аморфный углерод) как показатель технического состояния автомобиля и новый уровень нормирования токсичности отработавших газов, а именно: класс опасности химического соединения, соотнесенный с LD_{50}. Б(α)П, пропорциональный спутник газовой сажи как индикатор токсичности не имеет конкурентов, так как говорить о его безвредности не приходится.

Для практического использования предлагаемого индикаторного вещества — аморфной газовой сажи — для оценки технического состояния автомобиля мы предлагаем использовать следующие нормативные показатели:

— C_{PMi} — характеристика токсичности единицы объема отработавших газов, выраженная в граммах сажи на каждый кубический метр отработавших газов при работе двигателя в режиме холостого хода на минимальной $n_{мин}$ и повышенной $n_{пов}$ частотах вращения коленчатого вала двигателя (массовая концентрация, г/м^3);

— g_{PMi} — характеристика удельного выброса отработавших газов автомобиля в граммах сажи в час, отнесенных к единице мощности двигателя в режиме холостого хода на минимальной $n_{мин}$ и повышенной ($n_{пов}$) частотах вращения коленчатого вала двигателя, г/кВт·ч;

— m_{PMi} — пробеговый выброс — показатель, характеризующий количество вещества, поступившее в атмосферу из системы выпуска двигателя автомобиля, отнесенное к единице пройденного пути, г/км (термин по ГОСТ 17.2.1.02—76). Фактические измерения возможны только в стендовых условиях;

— M_{PMLi} — характеристика токсичного влияния автомобиля в городском цикле, выраженная в граммах сажи за длительность пройденного пути за смену для оценки его влияния на экобиосистемы в городском цикле использования автомобиля (г · км) с учетом коэффициента замедления скорости относительно стандартной Θ, определяемый как отношение стандартного пройденного пути к фактическому, пройденному за рабочую смену. При этом за стандарт в городском цикле принят путь в 1 км, пройденный автомобилем со средней скоростью 19 км/ч. При меньшей скорости передвижения, т. е. при Θ, меньшем единицы, автомобиль наносит больший экологический вред городским экосистемам, чем автомобиль, проезжающий этот же путь с большей скоростью. Таким образом, суммарная масса выброса должна быть умножена на величину замедления скорости относительно стандартной.

Приведем пример практического использования предложенных показателей в ходе проведенной экспертизы для грузового транспорта (табл. 1)

Из табл. 1 следует, что исследуемые автомобили за городской цикл выбрасывают от 16,29 до 140,07 г сажи/смена. При годовом расчете характеристика токсичного влияния автомобиля в городском цикле, выраженная в граммах сажи за длительность пройденного пути за смену для оценки его влияния

Таблица 1

Показатели содержания газовой сажи в составе отработавших газов грузовых автомобилей (метод случайной выборки)

Показатель	Модель (год выпуска)					
	ГАЗ-3307 (1987 г.)		КАМАЗ 4310 (1993 г.)		КАМАЗ 43118 (2008 г.)	
	n_{min}*	$n_{пов}$**	n_{min}	$n_{пов}$	n_{min}	$n_{пов}$
C_{PMi}, г/м^3	0,154	0,684	0,333	4,152	0,142	0,753
g_{PMi}, г/кВт · ч	0,011	0,118	0,029	0,918	0,009	0,132
m, г/км	0,192	0,179	0,888	2,310	0,372	0,419
M_{PMi}***, г	5,643		5,643		7,695	
M_{PMi}****, г	16,29		140,07		34,69	

* n_{min} = 900 мин$^{-1}$.

** $n_{пов}$ = 2500 мин$^{-1}$.

*** Расчеты произведены, используя правила (Правила ЕЭК ООН № 83-04), согласно которым в городском цикле автомобиль за каждый 3,25 мин проходит 1 км пути со средней скоростью 19 км/ч. Длительность работы автомобилей расчетная, согласно инструкции по влиянию автотранспорта на экологические системы городов [16]. При этом за среднегодовое число рабочих смен принято 240 в год.

**** Фактические выбросы автомобилей за реальный городской цикл без учета коэффициента замедления движения.

Таблица 2

Поправочный коэффициент [18]

Скорость движения, км/ч	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	75	80	100
$r_{Vk,i}$	1,35	1,28	1,2	1,1	1,0	0,88	0,75	0,63	0,5	0,3	0,45	0,5	0,65

на экобиосистемы в городском цикле использования автомобиля максимально составила 33,62 кг сажи в год.

Однако данный выброс неравномерно распределен по территории города, так как зависит от скоростного режима транспортных потоков. Специальные исследования [19] показали, что только на четырех магистралях Промышленного района г. Оренбурга в атмосферу выбрасывается 611,18 т газообразных выбросов в год суммарным объемом до $3{,}8 \cdot 10^6$ м^3/с. Основную экологическую опасность автомобильных потоков представляют выбросы диоксидов азота. На улицах города концентрации диоксида серы (1,3 %) и оксида углерода (0,8—2,2 %) выбрасываемых с ОГ автомобильного транспорта опасности не представляют. Выбросы сажи не изучались. Исследование показало, что в пределах одного района города среднегодовая интенсивность потоков различается от 45 до 1900 автомобилей в час. Однако в инструкциях по расчету суммарных выбросов автомобилей отсутствует учет скоростных режимов и повышения локальной загазованности из-за замедления скорости транспортного потока относительно стандартной. Государственный комитет РФ по охране окружающей среды [18] ввел в расчет выбросов движущегося автотранспорта поправочный коэффициент $r_{V_{k,i}}$, учитывающий изменения количества выбрасываемых вредных веществ в зависимости от скорости движения транспортного средства (км/ч) на выбранной автомагистрали (или на ее участке) (табл. 2).

На пробеговом участке городского цикла выбросы сажи для грузовиков и автобусов приняты в количестве 0,3 г/км при значениях Б(α)П от 6,5 до $6{,}7 \cdot 10^{-6}$ г/км. При этом из протяженности автомагистрали (или ее участка) исключены длины соответствующей зоны перекрестка (для перекрестков, на которых необходимы дополнительные обследования) и автомобилей, стоящих перед запрещающим сигналом светофора. Дополнительный выброс сажи в составе отработавших газов на стоянках оценен как 0,3 г на каждую остановку и 0,04 г на каждую минуту холостого хода [19]. Точный подсчет числа остановок и промежуточных стоянок за 8 ч сменного использования автотранспорта в городском цикле не поддается нормированию.

Предложенный нами коэффициент замедления скорости относительно стандартной Θ более полно

Таблица 3

Удельные показатели выброса PM грузовыми автомобилями с дизелями полной массой более 3500 кг, г/км [16]

Полная масса АТС, кг	Экологический класс АТС	Городские улицы		Внегородские улицы	
		I	II	Загородные	Скоростные
Менее 7500	0 (Евро 0)	0,50	0,40	0,18	0,18
	1 (Евро 1)	0,34	0,26	0,14	0,14
	2 (Евро 2)	0,21	0,16	0,08	0,08
	3 (Евро 3)	0,15	0,11	0,06	0,06
7500—16 000	0 (Евро 0)	0,78	0,60	0,40	0,40
	1 (Евро 1)	0,61	0,46	0,33	0,33
	2 (Евро 2)	0,21	0,16	0,10	0,10
	3 (Евро 3)	0,15	0,11	0,06	0,06
16 000—32 000	0 (Евро 0)	1,00	0,82	0,55	0,55
	1 (Евро 1)	0,65	0,53	0,48	0,48
	2 (Евро 2)	0,30	0,21	0,18	0,18
	3 (Евро 3)	0,18	0,15	0,13	0,13
Более 32 000	0 (Евро 0)	1,22	0,93	0,73	0,73
	1 (Евро 1)	0,78	0,61	0,48	0,48
	2 (Евро 2)	0,31	0,23	0,18	0,18
	3 (Евро 3)	0,22	0,17	0,13	0,13

Таблица 4

Среднегодовые пробеги АТС [16]

Тип АТС	Пробег, тыс. км
Легковые автомобили, принадлежащие индивидуальным владельцам	14—16
Легковые автомобили, принадлежащие организациям различных форм собственности	25—30
Грузовые автомобили	30—40
Автобусы	40—50

Таблица 5

Примерное распределение среднегодового пробега грузовых автомобилей и автобусов по дорогам различных категорий [16]

Тип АТС	Вид перевозок	Распределение пробега, %		
		городские	загородные	скоростные
Грузовые автомобили	Городские	60	40	—
	Прочие	30	70	—
Автобусы	Городские	90	10	—
	Пригородные	30	70	—
	Междугородние	20	80	—

учитывает характеристику токсичного влияния автомобиля в городском цикле, выраженную в граммах сажи за длительность пройденного пути за смену, и позволяет оценить его влияние на экобиосистемы в городском цикле использования автомобиля. Учет экологической опасности конкретного автомобиля по критерию опасности накопления сажи в приземном слое атмосферы можно вести согласно действующей национальной методике [16].

Согласно инструкции, $M_{дijk}$ — выброс i-го загрязняющего вещества автотранспортными средствами соответствующего типа при движении по улично-дорожной сети населенных пунктов рассчитывают по формуле:

$$M_{дijk} = m_{дijk} L_{дijk},$$

где $m_{дijk}$ — пробеговый выброс i-го загрязняющего вещества АТС j-го расчетного типа при движении по городским улицам и дорогам k-й группы, г/км (табл. 3); $L_{дijk}$ — пробег АТС j-го расчетного типа по городским улицам и дорогам I или II групп, км (табл. 4, 5). При этом: I группа — городские улицы и дороги на территории городов с численностью населения свыше 1 млн чел.; II группа — городские улицы и дороги на территории малых, средних, больших и крупных городов, а также прочих населенных пунктов с численностью населения до 1 млн чел.

Расчеты показали, что кроме учтенных в инструкции параметров АТС, экологическая опасность автомобилей во многом зависит от городского цикла их использования, т. е. от длительности стояния в пробках, у светофоров и на других вынужденных стоянках с включенным двигателем, что существенно повышает загрязнение приземного слоя атмосферы. При этом частные технические особенности типов автомобилей уходят на второй план. Для сокращения времени стоянок и снижения локальной загазованности на перекрестках, в ряде американских штатов разрешено движение на красный сигнал светофора при отсутствии помех. С той же целью в России рассматривается вопрос о возможности поворота направо при запрещающем сигнале светофора.

Расчеты показали, что с учетом требований и допусков, регламентированных инструкцией [16], суточный (сменный) пробег грузового автотранспорта в Промышленном районе г. Оренбурга составил 87,6 км/смена, а пробег автобусов среднего класса — 169,2 км/смена. Если эти пробеги умножить на величины удельных выбросов (г/с или г/км), то полу-

Таблица 6

Параметры экологической опасности "усредненного" легкового автомобиля, работающего на различных видах топлива [7]

Параметр экологической опасности	Виды топлива	Содержание i-ой примеси в ОГ				Суммарный показатель
		C_xH_y	CO	NO_x	ПАУ	
Количество выбросов i-ой примеси M_i^t, г/с (числитель) и ее доля в общем количестве, % (знаменатель)	Бензин из нефти	0,007	0,193	0,005	$0{,}035 \cdot 10^{-6}$	0,205
		3	94	3	0	100
	Сжиженный нефтяной газ	0,006	0,009	0,006	$0{,}002 \cdot 10^{-6}$	0,020
		30	43	27	0	100
	Сжатый природный газ	0,004	0,013	0,004	$0{,}003 \cdot 10^{-6}$	0,020
		18	64	18	0	100

ченные данные без учета стоянок с включенным двигателем не будут отражать истинную величину экологического влияния транспортных потоков.

С учетом этих факторов существующую расчетную инструкцию (методику) по инвентаризации выбросов загрязняющих веществ автотранспортными средствами в атмосферный воздух [16] предлагаем дополнить специальным коэффициентом, учитывающим замедления скорости относительно стандартной Θ.

Правилом ЕЭК ООН № 83-04 предусмотрен норматив западного городского цикла, согласно которому в городском цикле автомобиль за каждые 3,25 мин проходит 1 км пути со средней скоростью 19 км/ч. Если принять этот норматив скорости за норму сравнения, то предлагаемый нами коэффициент Θ можно рассчитывать как отношение средней скорости конкретного городского транспортного потока к этому нормативу.

Например, в зимний период 2011 г. в Оренбурге средняя скорость грузового потока составила 32,3 км/ч, что в 1,7 раза «лучше» западного норматива. Таким образом, коэффициент замедления скорости относительно стандартной Θ составил 0,58 от европейского стандарта как показатель меньшего влияния автотранспортного потока в Оренбурге на загрязнение приземного слоя атмосферы относительно западных мегаполисов.

Однако соотношение скоростных режимов является косвенным и относительным показателем экологического влияния АТС на экологию мегаполисов. Автомобиль, проезжающий с максимально разрешенной скоростью и на большее расстояние по улицам города, согласно формулам расчета ($L_{км}$ — удельный выброс, г/км), должен загрязнять улицы больше, чем стоящий в пробке. Практика показывает обратные соотношения. Мы считаем, что более объективным показателем являются величины удельных выбросов автомобиля (г/с) за пробеговый цикл.

Специалисты ОГУ [7] провели подобные исследования для легковых автомобилей, используя пробеговый цикл в 4 км (820 с).

Оказалось, что переход на альтернативные виды топлива существенно снижает (примерно в 6 раз) общую экологическую нагрузку автотранспорта на экологические системы города, при этом в 141 раз понижая его канцерогенную опасность (табл. 6).

Сопоставляя величины удельных пробеговых выбросов различных автомобилей с коэффициентом замедления транспортного потока Θ, можно учесть ухудшение экологической ситуации из-за вынужденных простоев АТС. Расчет влияния выбросов конкретного типа автомобиля предлагаем проводить по формуле:

$$M_{дijk} = m_{дijk} L_{дjk} \Theta.$$

Принятие наших предложений к стандартам ЕС и РФ указывает реальный путь не только количественной оценки токсичного влияния автотранспорта на экобиосистемы, но и направление необходимой модернизации автомобиля по пути изменения жизненного цикла моторных топлив, направленных на снижение в отработавших газах сажи и ароматических полициклических углеводородов — продуктов неполного сгорания топлив и масел.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Щурин, К. В.** Использование магнитного активатора топлива для улучшения энергетических и экологических показателей ДВС [Текст] / К. В. Щурин,

Е. В. Цветкова // Грузовик: Строительно-дорожные машины, автобус, троллейбус, трамвай. — 2011. — № 9. — С. 54—58.
2. **Спейшер, В. А.** Огневое обезвреживание промышленных выбросов [Текст] / В. А. Спейшер. М.: «Энергия». — 1977. — С. 234—243.
3. **Magnuson, H. J.** Soviet and American standards for industrial health // Arch. Environment. — Hlth, 1965. — Vol. 10. — P. 542—545.
4. **Ньювелл, В. А.** Максимально допустимая нагрузка на человека [Текст] / В. А. Ньювелл // Всесторонний анализ окружающей среды: Тр. совмест. советско-американ. симп. Тбилиси, 1975. — С. 34—36.
5. **Варшавский, И. Л.** Как обезвредить отработавшие газы автомобиля [Текст] / И. Л. Варшавский, Р. В. Малов. — М.: Транспорт, 1968. — 128 с.
6. **Чекмарева, О. В.** Комплексная оценка источников выбросов в атмосферный воздух [Текст] / О. В. Чекмарева, Е. В. Бондаренко // Методические указания к практическим занятиям. — Оренбург: ГОУ ОГУ, 2004. — 34 с.
7. **Старокожева, Е. А.** Оценка экологической опасности автомобиля, работающего на разных видах топлива [Текст] / Е. А. Старокожева, А. А. Филиппов // Экологический вестник России, 2006. — № 3. — С. 9—13.
8. **Буштуева, К. А.** О нормировании автомобильных выбросов [Текст] / К. А. Буштуева, Л. М. Лифлянд // Гигиена и санитария. — 1988. — № 12. — С. 48—52.
9. **Саноцкий, И. В.** Критерии вредности в гигиене и токсикологии при оценке опасности химических соединений / И. В. Саноцкий, И. П. Уланова. — М.: Медицина, 1975. — 328 с.
10. **Лазарев, Н. В.** — ред. Вредные вещества в промышленности. Справочник. Т. 3, издание 7. Л.: «Химия». — 1977. — С. 235—240.
11. **Рискесирибаррен Р.** Сажа газовая. Энциклопедия по безопасности и гигиене труда / Р. Рискесирибаррен // Перевод с англ. Т. 4. М.: Профиздат. — 1987. — С. 2133—2134.
12. **Солленберг Й.** Углеводороды ароматические полициклические. Энциклопедия по безопасности и гигиене труда / Й. Солленберг. Перевод с англ. Т. 4. Ч. 1. М.: Профиздат. — 1987. — С. 2636—2640.
13. **Воронин, В. Г.** Актуальность нормирования выбросов бенз(α)пирена с отработавшими газами ДВС / В. Г. Воронин, Г. А. Смирнов, М. С. Маховер // Двигателестроение. — 1989. — № 3. — С. 47—50.
14. **Третьяк, Л. Н.** Метрологические проблемы обеспечения экологической безопасности транспортных потоков / Л. Н. Третьяк, К. В. Щурин, Е. М. Герасимов // Прогрессивные технологии в транспортных системах: сборник статей X Международной НТК (25—27 октября 2011 г.) — Оренбург: ИПК ГОУ ОГУ. — 2011. — С. 308—320.
15. **Выборочные** методы измерения загрязнений атмосферного воздуха / Программа ООН по окружающей среде и Всемирной организации здравоохранения. — Женева: [Б. и.], 1979. — 128 с.
16. **Расчетная** инструкция (методика) по инвентаризации выбросов загрязняющих веществ автотранспортными средствами в атмосферный воздух. Министерство транспорта РФ. Научно-исследовательский институт автомобильного транспорта (ОАО «НИИАТ»). [Электронный ресурс]: Режим доступа http://ecokom.ru/viewtopic.php?f=88&t=4081#p44195.
17. **Коротков, М. В.** Оценка экологической опасности выбросов вредных веществ от автомобильного транспорта (на примере г. Оренбурга) / М. В. Коротков, А. И. Байтелова, О. В. Чекмарева // Экологические системы и приборы, 2008. — № 2. — С. 26—30.
18. **Методика** определения выбросов автотранспорта для проведения сводных расчетов загрязнения атмосферы городов. Государственный комитет РФ по охране окружающей среды. Утверждена приказом Госкомэкологии России № 66 от 16 февраля 1999 г. [Электронный ресурс]: Режим доступа http://ecokom.ru/viewtopic.php?f=88&t=4081#p44195.
19. **Методика** расчета выбросов в атмосферу загрязняющих веществ автотранспортом на городских магистралях. Утверждена Министерством транспорта РФ и Министерством охраны окружающей среды и природных ресурсов РФ. [Электронный ресурс]: Режим доступа http://ecokom.ru/viewtopic.php?f=88&t= 4081#p44195.

Сельскому хозяйству Омской области

В Омске в торжественной обстановке "КАМАЗ-ЛИЗИНГ" передал своему новому партнеру — компании "КЭАгро" — 60 единиц техники.

Поставщиком в сделке выступил официальный дилер ОАО "КАМАЗ" в регионе — ООО ПСК "Омскдизель".

30 самосвалов КАМАЗ-45143-112-15 и 30 прицепов НЕФАЗ 8560-082-02 с надставными бортами предназначены для перевозки всевозможных сельскохозяйственных грузов, сыпучих строительных материалов, минеральных удобрений.

ООО "КЭАгро" специализируется на выращивании зерновых и зернобобовых культур, а также занимается животноводством. Предприятие планирует увеличить площади пашни и объемы производства сельскохозяйственной продукции в южных районах Омской области, что в свою очередь повлечет увеличение грузоперевозок.

Компания планирует и далее развивать корпоративный автопарк. В связи с чем, стороны выразили заинтересованность в расширении сотрудничества с использованием специальных программ компании "КАМАЗ-ЛИЗИНГ" в области финансирования транспорта.

Департамент по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ"

ЭКОЛОГИЯ И ЭКОНОМИЯ

Весной в Тольятти на АВТОВАЗе проходило совещание, посвященное развитию отечественной автомобильной отрасли в условиях вступления России в ВТО. На нем, в частности, шла речь о развитии автомобильного транспорта, работающего на газообразном топливе. Эта мера позволяет не только снизить энергетические затраты транспортных средств, но и значительно повысить их экономические показатели.

На КАМАЗе уже давно активно разрабатывается "газовое" направление. Природный газ является наиболее доступным и экологичным моторным топливом. Его использование позволяет значительно снизить количество токсичных веществ в выхлопных газах — до уровня экостандартов Евро-4 и Евро-5, что немаловажно для экологии России. К тому же на фоне постоянного удорожания нефти, он экономически привлекателен — стоимость метана в 2—3 раза ниже стоимости бензина, дизельного топлива и пропана. Начиная с 2000 года компания КАМАЗ разработала целый ряд перспективных автомобилей и автобусов с газовыми двигателями, которые по своим потребительским свойствам выгодно отличаются от работающих на традиционном дизельном топливе.

Так, инновационная модель газобаллонного автобуса НЕФАЗ вызвала большой интерес на Всемирном автобусном салоне Busworld Russia-2012, завершившемся в Нижнем Новгороде.

Выставка, проводившаяся второй год подряд, собрала специалистов, занятых в производстве автобусов, принадлежностей, систем и компонентов для их ремонта и обслуживания. Одна из главных ее целей в этом году — предоставление широких возможностей для закупок экологически чистого пассажирского транспорта для важных событий российской спортивной жизни — Универсиады-2013 в Казани, Зимней Олимпиады-2014 в Сочи, Чемпионата мира по хоккею-2016, Чемпионата мира по футболу 2018 г., а также этапа Формулы-1, который будет проходить в Сочи, начиная с 2014 г.

Представленная дистрибьютором ОАО "КАМАЗ" по выпуску газобаллонного оборудования — ООО "РариТЭК" — модель городского автобуса НЕФАЗ-5299 оснащена газовым двигателем КАМАЗ мощностью 260 л. с. экологического уровня Евро-4, автоматической системой смазки "Линкольн", а также приспособлением для перевозки людей с ограниченными возможностями.

В ходе выставки стенд РариТЭКа посетили участники и гости, среди которых были представители муниципальных предприятий пассажирских перевозок, региональных министерств, а также делегация администрации Нижнего Новгорода. Повышенный интерес к газомоторному городскому автобусу связан также с выделением федеральных субсидий на закупку муниципальных пассажирских автобусов, работающих на природном газе.

Газобалонными КАМАЗами интересуются также в Армении. Руководитель совместного предприятия ЗАО "КАМАЗ АРМЕНИЯ" Сергей Галстян посетил головное предприятие "КАМАЗ" и ознакомился с технологической цепочкой производства газобаллонных автомобилей КАМАЗ (ГБА), выпуском которых занимается официальный партнер автогиганта ООО "РариТЭК".

С. Галстяну продемонстрировали модельный ряд ГБА, в том числе мусоровоз на базе шасси КАМАЗ-4308 с газовым двигателем экологического уровня Евро-5. Этот автомобиль уже дважды хорошо зарекомендовал себя на автопробегах Чехия — Германия (протяженность 950 км) и Екатеринбург — Москва (3500 км.).

Новая газомоторная техника, выпускаемая совместно с "КАМАЗом", всегда принимает участие в автопробегах. Таким образом она фактически проходит испытания всех систем автомобиля в реальных условиях эксплуатации. Все автомобили КАМАЗ, работающие на метане, выпускаются серийно и имеют необходимые сертификаты и одобрения типа транспортных средств.

Интерес к ГБА в Армении связан с ростом спроса в республике на автомобили, использующие в качестве моторного топлива компримированный природный газ (метан). Так, по итогам 2011 г. Армения заняла 14-е место в мировой газомоторной статистике. При этом парк газобаллонных автомобилей вырос на 241 % и составил 244 000 единиц, количество АГНКС выросло на 125 % до 345 штук, обогнав по этому показателю Украину.

Заинтересовали газовые КАМАЗы и Башнефть. Делегация ОАО "АНК "Башнефть" посетила производственные объекты автогиганта.

Особое внимание делегации привлекли серийные газомоторные автомобили КАМАЗ, на которые ООО "РариТЭК" устанавливает газобаллонное оборудование, работающее на компримированном природном газе — метане. Изюминкой презентации стала новая модель газобаллонного автомобиля: седельный тягач КАМАЗ-65116-34, с газовым двигателем КАМАЗ мощностью 300 л. с., коробкой передач ZF производства совместного предприятия ЦФ КАМА, с установленной рестайлинговой кабиной и со встроенным диагностическим прибором "Аскан".

Кроме того, гости ознакомились с мощностями сервисного центра, аттестованного по стандартам ОАО "КАМАЗ", с его цехами, участками и оборудованием по обслуживанию и ремонту газомоторной и дизельной техники.

ОАО "АНК "Башнефть" ведет добычу нефти на территории Башкортостана, Татарстана, Оренбургской области из месторождений Урало-Поволжской нефтегазоносной провинции (всего свыше 160 месторождений). Также компания добывает нефть на четырех лицензионных участках в Ханты-Мансийском автономном округе.

В Киеве завершилась акция "День клиента КАМАЗа-2012", ставшая событием в продвижении на украинском рынке автомобилей КАМАЗ, работающих на компримированном природном газе — метане.

Заключительным аккордом Дня клиента стало подписание трехстороннего протокола о сотрудничестве между "Внешнеторговой компанией "КАМАЗ", Ремонтно-механическим заводом РариТЭК и дочерним предприятием Укравтогаз, входящим в структуру НАК "Нафтогаз Украины". Таким образом три компании объединили свои усилия в области популяризации использования метана в качестве топлива и создания благоприятных предпосылок по увеличению продаж газобаллонной автотехники КАМАЗ на территории Украины.

Для успешного продвижения камских грузовиков, работающих на метане, в республике созданы самые благоприятные условия. К ним можно отнести наличие развитой сети автомобильных газонаполнительных компрессорных станций и сервисных предприятий, обслуживающих автотехнику КАМАЗ с газобаллонным оборудованием. Немаловажен и такой факт, как постоянно растущий спрос на КАМАЗы с газобаллонным оборудованием среди украинских потребителей. Уже есть примеры, когда крупные компании на Украине вместо автомобилей, работающих на традиционных видах топлива, пополняют свои парки газобаллонными КАМАЗами. Например, в конце прошлого года предприятие "ТПК УКРСПЛАВ" заключило договор с "Внешнеторговой компанией "КАМАЗ" на поставку сразу 50 автомобилей КАМАЗ-65116-30, работающих на компримированном природном газе.

Газовых КАМАЗов будет больше и в Сибири. Развитие дальнейшего сотрудничества в области закупки, эксплуатации и сервиса газобаллонных автомобилей КАМАЗ, а также положительный опыт их применения на автопредприятиях Новосибирской области стали поводом для визита на "КАМАЗ" представителей новосибирской компании ПСК "Сибирь".

В ходе посещения гостям были презентованы сервисный центр КАМАЗ, модельный ряд автомобилей КАМАЗ, работающих на метане, участок по установке автоматической централизованной системы смазки "Линкольн" и мобильный сервисный центр автотехники (быстровозводимый ангар). На площадке готовой продукции новосибирцы ознакомились с перспективной новинкой, разработанной в компании "КАМАЗ" — шасси КАМАЗ-43118-30, которое в скором времени станет еще одним серийно выпускаемым автомобилем, работающем на компримированном природном газе.

Сотрудничество ПСК "Сибирь" и компании "РариТЭК" началось в 2011 г. с закупки сибиряками десяти грузовиков КАМАЗ, работающих на метане. За короткий период новосибирцы успели оценить преимущества перехода на новые топливные технологии. Решение перейти с дизельных автомобилей на газобаллонные пришло после нескольких лет эксплуатации комбинированных газодизельных автомобилей. Оказалось, что наиболее выгодно использовать КАМАЗы с серийным газовым двигателем, работающим на чистом метане. Использование метана позволяет значительно сэкономить на стоимости грузоперевозок. Износ газовых двигателей КАМАЗ при пробеге до капитального ремонта в 3 раза меньше, чем дизелей, что тоже очень выгодно.

Другое конкурентное преимущество компримированного природного газа — стабильность его качества: метан нельзя разбавить, как это иногда происходит с бензином на небольших АЗС, и он не бывает "летним" или "зимним", как дизельное топливо. Заправиться метаном можно на автомобильных газонаполнительных компрессорных станциях (АГНКС) — топливо поступает на них по трубопроводам, и перебои с поставками просто исключены.

Департамент по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ"

ОСНОВА ПРОИЗВОДСТВА — КАЧЕСТВО ТЕХНИКИ

Качество остается в числе приоритетных направлений работы дочернего предприятия "КАМАЗа" в Ставрополе — ОАО "Автоприцеп-КАМАЗ".

Так, на заводе проводятся опытно-конструкторские работы по усовершенствованию модельного ряда прицепной техники, направленные на повышение конкурентоспособности, качества, надежности и технологичности серийно выпускаемых прицепов и полуприцепов. Также ведется работа по совершенствованию основных узлов и агрегатов уже существующих моделей и корректировка конструкторской документации серийно выпускаемой продукции, связанной с изменением требований международных, государственных и отраслевых стандартов.

Руководство завода подписало ряд соглашений с иностранными производителями современных материалов и комплектующих, которые сегодня используются при производстве техники: лакокрасочное покрытие — фирма Helios, Словения, АБС — фирма Vabko, Германия, опорные устройства, пневмо- и гидроподвеска — компания Jost, Германия.

Кроме того, все самосвальные прицепы и полуприцепы сельскохозяйственного назначения перешли на усиленную конструкцию основных бортов с применением низколегированных конструкционных сталей отечественного и импортного производства, что помимо прочности обеспечивает перевозку больших объемов груза. Кардинальным образом изменена технология нанесения лакокрасочного покрытия (ЛКП) прицепов. С традиционных грунт-эмалей окраска переведена на полноценные два слоя двухкомпонентного грунта и однокомпонентной полиуретановой эмали. Эта система ЛКП, производства фирмы Helios, обладает высокими защитными и декоративными свойствами.

Внедряются современные технологии подготовки поверхности перед окраской, такие как мойка химическими составами немецкой фирмы Henkel. С этой целью закуплены моечные машины фирмы Kaecher.

Система электрооборудования адаптирована к тяжелым дорожным условиям с применением жгутов, проводов в герметичной гофрированной оболочке и заменой традиционных боковых и передних габаритных фонарей на энергосберегающие светодиодные.

Все мероприятия проводятся в рамках "Производственной системы КАМАЗ" (PSK) и системы менеджмента качества в соответствии с ISO 9001:2008.

Поэтому и растет спрос на продукцию Ставропольского завода автоприцепов. Предприятие начало нынешний год, перекрыв запланированные показатели в 2,2 раза, а при запланированной бизнес-планом на первый квартал нынешнего года реализации 630 единиц прицепной техники, портфель заказов был сформирован на 750 единиц.

Департамент по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ"

ABSCTRACTS OF ARTICLES

2 *Savchenko A. S.* Bulldozer technology
The reviews analysis of modern bulldozer equipment companies such as Caterpillar and Komatsu. We consider the design of diezel, powertrain, chassis and dozer blade.
Keywords: bulldozer, diesel, chassis, tracked tape blade, dozer blade

8 *Bazhenov S. P., Dmitriev S. A., Zelvnik V. V.* Hydraulic torque rectifier inertia automatic transfer city bus
This article describes the features of hydraulic rectifier inertial moment of the automatic transmission of the bus. Given the characteristics of their working process at the various modes of automatic transmission. The analytical dependences for calculating the basic parameters of hydraulic rectifier moment.
Keywords: inertial automatic transmission, hydraulic rectifier moment characteristics of the workflow, the main indicators of hydraulic systems

13 *Nazarov A. D.* Providing of V-8 engines balancing for general case of position pattern of crankshaft's counterweights.
Theoretical basics of compensation of total unbalanced mass of crank connecting rod mechanism are presented for general case of positing pattern of crankshaft's counterweights for V-8 engine balancing. Mathematical equations to calculate necessary for compensation of total unbalanced mass of crank connecting rod mechanism parts increases of mass and geometric parameters of counterweights are presented. Knowing values of increase of mass and geometric parameters of counterweights will enable to calculate corresponding increases of their radius' sectors. They fully compensate total unbalanced mass of crank connecting rod mechanism parts and provide balance of V-8 engines.
Keywords: total unbalanced mass, compensation, counterweights, increase of sector radius, balance of engines

21 *Zvyagin E. V., Bakatin Y. P., Rozenblat G. M., Samoilov V. V.* Innovative solution working equipment of machine for washing of pavement with water recycling
The article analyzes the working process and the parameters of vacuum elevator. Describes a theoretical model of the movement of polluted runoff in the mine suction device. A number of dependency parameters of the workflow. The results of experimental studies on polluted runoff from the asphalt and cement surfaces. According to the research conclusions about the necessity of introduction was investigated by collecting the contaminated water for improving the technology of cleaning the roads.
Keywords: highway, the vacuum elevator is continuous, technology cleaning of road surface

28 *Podchinok V. M., Nikolaenko V. A., Latahina E. V.* The methods of automobile vehicles engine starting system electrical feeding improvement in low temperature conditions
The article deals with the methods of automobile vehicles engine starting system electrical feeding characteristics improvement by using specialized electrical feeding diagrams with capacious energy accumulators providing a degree of storage batteries charging and service life increasing taking into account its temperature rate.
Keywords: starting device, engine crankshaft revolving frequency, the point of engine crankshaft revolving resistance, electrical starter, the phases of starting, devices providing cold engine starting, capacious energy accumulator

34 *Gorin S. L., Kharlamov P. V.* Working out the complex of means for prolongation of the period of operation of wheels of cars
The design of the stand for definition of geometrical forms of a wheel center member of the car, and also the device for definition of optimum position of the tire concerning a car wheel center member that allows to lower weights of counterbalancing cargoes at performance of dynamic balancing of an automobile wheel is presented. The offered complex of means allows to prolong the period of operation of wheels of cars.
Keywords: the stand, automobile wheel, an unbalance, the operation period, geometry of a wheel disk

36 *Shchurin K. V., Tretyak L. N., Gerasimov E. M., Volnov A. S.* The harmonization of standards of the European Union and the Russian Federation in the assessment of motor transport influence on the cities ecological systems
The life cycle of motor fuels is presented. For harmonization of standards of EU countries and the Russian Federation a new level of an assessment of the burnt gases toxicity is offered and the gravimetric method for determination of soot weight in the unit of volume of the burnt ICE gases is adapted. The coefficient considering the delay of speed of a transport stream in a city cycle rather standard is offered.
Keywords: internal combustion engines (ICE), standards, indicators of toxicity of the burnt gases (BG), condensate of the burnt gases, amorphous gas soot and Benzo(α)pyrene (B (α) P), definition methods, coefficient of delay of a transport stream in a city cycle

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Е.В. Комиссарова*
Сдано в набор 10.07.2012. Подписано в печать 27.08.2012. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 6.37. Уч.-изд. л. 7,34.
Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4