ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва
"Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:

МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
науки и технологий РФ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 4 • апрель • 2017

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.3

АВТОМОБИЛЬНЫЙ СЕКТОР: ДИНАМИКА ЗАРПЛАТ И КАДРОВАЯ ПОЛИТИКА ПРЕДПРИЯТИЙ

ЧЕРНИКОВА Ольга
"Корн Ферри Хей Груп" (pr.kornferryhaygroup@gmail.com)

Автомобильный рынок продолжает переживать кризис, компании по-прежнему вынуждены выживать в реалиях сложившейся экономической ситуации. Её негативное влияние на бизнес отмечают в 100 % компаний автомобильного сектора. Однако по сравнению с прошлыми годами, ситуация на автомобильном рынке в России стала более стабильной, о чём говорят результаты исследования, проведённого международной компанией "Корн Ферри Хей Груп" (*"Korn Ferry Hay Group"*), занимающейся кадровым и организационным консалтингом и осуществляющей регулярный мониторинг заработных плат во всём мире. В подготовленный обзор вошли данные о компаниях, работающих в России в сфере производства и продаж легковых автомобилей (правда, без учёта компаний, занимающихся производством и продажей компонентов и грузовых транспортных средств).

Практически все игроки автомобильного рынка сегодня завершили процесс оптимизации штата, и в ближайшем будущем не планируют сокращения пакета компенсаций и льгот. Несмотря на сложную экономическую ситуацию в автомобильном секторе для всех категорий должностей в 2016 г. были произведены небольшие повышения, которые находятся на уровне среднерыночных, опережая целый ряд отраслей, для которых прошедший год был ещё более сложным. Таким образом, фактическое сокращение зарплат в секторе, которое имело место в последние годы, несколько замедлилось, также отражая общерыночную тенденцию: в 2016 г. компании заложили в свои бюджеты больший, чем в прошлые годы, размер повышения, опираясь на прогнозы о более значительной инфляции, чем она оказалось фактически.

Повышение заработных плат для сотрудников большинства категорий за прошедший год произвели 88 % компаний автомобильного сектора, принявших участие в обзоре. Общий рост заработной платы, о котором сообщают компании, составил 7 %. При этом руководители высшего звена получили повышение в 7 %, руководители среднего звена и специалисты — 7,5 %, операционный персонал — 6 %. Для сравнения — существенно хуже ситуация в сфере розничной торговли, телекоммуникаций, энергетики: повышения в этих секторах зачастую составляли лишь 4—5 %. Опережают автомобильный сектор по росту зарплат сектора электронной коммерции, торговли фармацевтической продукцией и предметами роскоши, где повышения варьировались от 7,5 до 10 %.

Картина рынка в разбивке по секторам в 2016 г. приведена ниже. По некоторым секторам также представлен прогноз на 2017 г. Это те сектора, где достаточное для репрезентативной выборки количество компаний, определились с планами повышений.

Еще летом 2016 г. 53 % компаний автомобильного сектора определились с планами по повышению заработной платы в 2017 г. При этом наибольшее число копаний — 38 % — пересматривают заработные платы в апреле, 29 % делают это

в январе и еще 21 % в июле. Варианты краткосрочного поощрения предоставляют своим сотрудникам 97 % компаний. Так, в 2016 г. представители неторговых должностей получили премии в размере 7—10 % от готового фиксированного оклада, а представители торговых должностей 5—12 %. Ряд компаний — 6 % — предоставляют долгосрочные поощрения (акции, акции результативности). Практически все компании указали, что не отходят от принятых политик выплат. Динамика нескольких последних лет показывает, что всё меньшему числу сотрудников удается достичь желаемых показателей. В среднем по рынку для "сейлзовых" должностей разница между "нацеленным" и фактически выплаченным бонусом, в зависимости от уровня должности, варьируется от 4 до 8 %, причём чем выше уровень, тем больше составляет этот разрыв. Нацеленные показатели растут, и заработать бонус становится все труднее — этот тренд прослеживается практически в каждом секторе.

Рис. 1. Повышение заработной платы в 2016 г. и прогноз повышения на 2017 г. по секторам

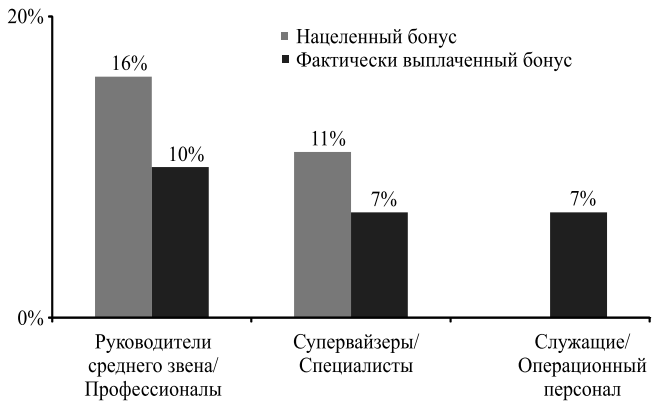


Рис. 2. Неторговые должности: запланированный и реально выплаченный бонусы

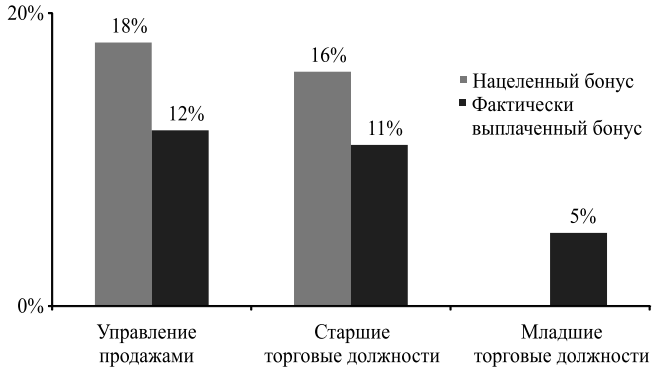


Рис. 3. Торговые должности: запланированный и реально выплаченный бонусы

Несмотря на кризис, компании продолжают предоставлять своим сотрудникам достаточно привлекательные пакеты льгот. В качестве основной тенденции во всех секторах наблюдается не сокращение самих льгот как таковых, а оптимизация затрат на них. Компании пересматривают наполнение пакета льгот, стараются найти более выгодных поставщиков и т.д.

Уровень текучести персонала в автомобильном секторе составил 13,3 %, что на 2,7 % ниже, чем в прошлом году, и меньше, чем в среднем по рынку, где общая текучесть составляет 19,8 %. При этом добровольная текучесть в автомобильном секторе и вовсе упала до отметки 5,8 % в сравнении с прошлогодними 9 %. В среднем же по рынку добровольная текучесть также ниже и составляет 12,3 %. Невысокий уровень добровольной

текучести свидетельствует о том, что после волны сокращений сотрудники держатся за свои рабочие места, боясь увольнения и сложностей с поиском новой работы в нестабильной рыночной ситуации. Однако добровольная текучесть, хоть и небольшая, но все же сохраняется: несмотря на сложности, некоторые сотрудники готовы к изменениям и находят для себя новые карьерные возможности.

Уровень текучести среди менеджмента, который закономерно ниже среднекорпоративного, составляет 3,8 %, из них добровольная текучесть — 1,6 %. Наибольший уровень текучести персонала в автомобильном секторе наблюдается на производстве, а наименьший среди сотрудников клиентской службы и контроля качества. При этом 48 % компаний отмечают, что испытывают дефицит кандидатов, в то время как 39 % сталкиваются

Рис. 4. Распространенность льгот в компаниях автомобильного сектора

Рис. 5. Текучесть персонала в автомобильном секторе

Рис. 6. Рынок труда в автомобильном секторе: дефицит и избыток кадров по категориям должностей

с избытком специалистов определенных специальностей.

События прошлого года, а именно падение продаж на фоне снижения покупательской способности, массовые сокращения, и, как следствие, перераспределение обязанностей сотрудников, привели *HR*-команды к необходимости пересмотреть фокус на ближайшую перспективу. В условиях новой реальности компании стремятся сохранить свой персонал и поддержать его мотивацию, при этом увеличив эффективность каждого. Все больше компаний обращают внимание на уровень вовлеченности персонала, потому как в ситуации, когда внешних ресурсов уже не хватает, нет другого пути, кроме как находить их внутри организации, максимально полно используя потенциал сотрудников. Следует отметить, что этот тренд просматривается во всех секторах и работа с вовлеченностью так или иначе ведется в компаниях каждого сектора. Более 78 % компаний автомобильного рынка подчеркнули, что наряду с оценкой деятельности и эффективности сотрудников на первый план выходит работа по развитию вдохновляющих руководителей и менеджеров. В современных рыночных условиях успех в значительной степени зависит именно от того, как лидеры будут управлять изменениями и поддерживать свои команды.

АСМ-факты

В Подольске в рамках выездного технического совета с представителями крупных автомобильных заводов были продемонстрированы возможности электробуса второго поколения КамАЗ-6282.

Автобус был представлен в ходе выездного технического совета, в котором принимали участие специалисты "Мострансавто" и представители различных автозаводов, среди которых "Группа ГАЗ", "Скания Русь", "ZF Руссия", "МАЗ" и др. Все они собрались, чтобы обменяться опытом эксплуатации автобусов и обсудить перспективные модели, которые "Мострансавто" планирует закупить в будущем.

Обсуждая возможности камазовского электробуса, главный инженер ГУП "Мострансавто" Виктор Хальзов отметил его положительные стороны: "*Здесь представлен уже второй экземпляр из нашего парка, который сейчас проходит опытную эксплуатацию. Он работает на одном из маршрутов одинцовского предприятия, который обслуживает Сколково, — рассказал он. — Это надёжный электробус, который может в пределах 100 километров работать без подзарядки. Первый экземпляр можно было подзаряжать только ночью. Этот работает в условиях ускоренной подзарядки и может восстанавливать свой заряд в течение 15 минут. Сначала электрозаправки установят на территории Сколково, в дальнейшем по ходу развития транспортной схемы, если опыт использования электробусов будет положительным, распространим его на другие маршруты и будем обустраивать инфраструктуру*".

Представитель "Мострансавто" также отметил, что в перспективе такая машина может обслуживать маршрут № 21 (станция Подольск — Кузнечики) в режиме экспресса. При этом стоимость проезда на новом виде транспорта не повысится, а скорость движения увеличится, так как электробус лучше разгоняется и более плавно тормозит. В "Мострансавто" пришли к выводу, что электробусы намного комфортнее для пассажиров, в них практически не ощущается, как едет автобус, и почти нет шума.

КамАЗ-6282 второго поколения — совместный проект ПАО "КАМАЗ" и российской научно-технической компании "Драйв Электро". Он адаптирован для маломобильных пассажиров, низкопольный, оснащён видеокамерами и спутниковой навигацией. Модель оборудована литий-титанатными аккумуляторами, кото-

рые успешно заряжаются даже в условиях низких температур. Благодаря сравнительно низкой массе аккумуляторов данный электробус способен перевозить больше пассажиров — 85 человек (в том числе 24 сидящих). Отметим, что тестовая эксплуатация новой модели началась в мае прошлого года в "Сколково", продолжилась на проспектах Москвы, а впоследствии электробус был запущен по маршрутам Санкт-Петербурга.

* * *

В 2016 году "Северсталь-метиз" расширил продуктовую линейку, освоив более 100 новых видов продуктов и тем самым расширив сортамент выпускаемой продукции.

Больше всего (более 50) их было освоено в калибровочном направлении, в основном — новые виды стальных фасонных профилей и железнодорожного крепежа. Среди наиболее значимых — профиль № 2589, предназначенный для изготовления траков гусеничного транспорта в лесозаготовительной промышленности, шуруп Ss25 с плоской шайбой Uls7 — один из элементов рельсового скрепления "*Vossloh*", клеммный болт М22×67 с квадратным подголовком, а также калиброванный прокат под холодную высадку крепежа и деталей сложной формы для автомобилестроения.

В крепежном направлении за год освоили 25 новых позиций. За счет этого удалось расширить линейку высокопрочного крепежа для автопрома, а также мостового крепежа — благодаря выпуску высокопрочной гайки М16, которая используется для скрепления ответственных металлоконструкций.

В низкоуглеродистом направлении одним из самых значимых продуктов стала склеенная фибра, линия по выпуску которой была запущена в гвоздильном цехе череповецкого завода.

Продуктовая линейка в канатном направлении пополнилась десятью позициями. Это новые типоразмеры канатов торговых марок "Анаконда" и "Октопус", новые виды талевых, подъемных и несущих канатов, канаты закрытой конструкции ГОСТ 10506—76 для шахтных подъемных установок, а также сталеалюминиевые провода для воздушных линий электропередач СТО 71915393-ТУ120—2013.

* * *

В Набережных Челнах на совместном российско-американском предприятии "*Камминз Кама*", созданном по инициативе КамАЗа и компании "Камминз" запущена новая сборочная линия двигателей "Камминз" серии L.

При массе чуть более 700 кг, двигатель обеспечивает максимальный уровень крутящего момента для двигателей такой размерности. Это семейство уже нашло свое применение на тяжёлых грузовиках и шасси КамАЗ-6520, спецтехнике производства ОАО "РИАТ", а уже локализованная версия в перспективе будет устанавливаться и на сельскохозяйственную и внедорожную технику других российских производителей: комбайны "Ростсельмаш", бульдозеры "Четра" и др. Промышленные модификации серии L будут представлять собой "механическую" и "электронную" версии двигателя для разных уровней сертификации.

Напомним, в производственную программу "Камминз Кама" традиционно входят два семейства двигателей. Львиную долю — порядка 80 % — составляют рядные "шестёрки" ISBe 6.7 мощностью до 300 л.с. Эти агрегаты успешно применяются на средних и тяжёлых грузовиках КамАЗ, а также на автобусах НефАЗ. Остальной объём выпуска приходится на дизельные "четвёрки" ISBe 4.5 мощностью 140185 л.с. При этом, оба семейства двигателей предлагаются в вариантах как четвёртого, так и пятого экологического класса. Совместное предприятие также успешно развивает производство перспективных промышленных модификаций своей продукции для обеспечения потребностей ведущих российских производителей дорожно-строительной, промышленной и сельскохозяйственной техники. Двигатели серии QSB 6.7 Tier 3 построены на единой платформе с широко применяемым на автомобильной технике ISBe 6.7. С марта 2017 г. СП "Камминз Кама" расширило свою продуктовую линейку, запустив сборку двигателей серии L рабочим объёмом 8,9 л мощностью до 400 л.с.

* * *

Новый шахтный самосвал МоАЗ-65010 — производства могилевского филиала ОАО "БелАЗ" в скором времени будет запущен в эксплуатацию в ОАО "Комбинат КМАруда" (г. Губкин).

К разработке технического задания на изготовление шахтного самосвала специалисты приступили в октябре 2015 года. Основное требование, которое предстояло учесть — оптимальные размеры самосвала для эксплуатации в шахте и спуска по стволу. В итоге машина была создана.

Грузоподъемность МоАЗа-65010 составляет 15 т, колесная формула, как и у большинства подземных самосвалов МоАЗ — 4×4. Одна из главных особенностей машины — габаритная ширина, составляющая всего 2100 мм, и позволяющая эксплуатировать МоАЗ-65010 в шахтах с сечением выработки от 9 м^2. Помимо этого конструкция самосвала позволяет спускать его в шахту в разобранном состоянии через грузовой ствол путем подвеса к кабине клети. Для последующей сборки таких крупных узлов, как полурамы и кузов, не требуется сварочных работ в подземных условиях.

В качестве силовой установки на самосвале использован двигатель "Камминз" QSB6.7 мощностью 220 л.с. с жидкостным охлаждением. Двигатель — сертифицирован для работ в подземных условиях (*MSHA*), имеет официальное утверждение типа *EU Stage 3A, U.S. Tier 3*. Гидромеханическая трансмиссия МоАЗ-65010 состоит из коробки передач "Дана Спайсер" серии 32000 4+2 и ведущих мостов 16D 2149 той же фирмы. Подвеска переднего моста — балансирная с углом качания ±12 градусов. Задний мост жестко закреплен на задней полураме. Тормоза — многодисковые в масляной ванне с гидравлическим приводом обратного действия типа *SAHR*, в качестве исполнительного узла стояночного тормоза используются колесные тормоза на всех колесах.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.36

О СОЗДАНИИ ТИПАЖА СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Д-р техн. наук **ТРЕМБОВЕЛЬСКИЙ Л.Г.**
"САМТ-Фонд" (495 780 07 55)

В статье рассматривается концепция создания типажа специализированных автотранспортных средств (САТС). Даётся трактовка типажа САТС в условиях рыночной экономики. Сформулированы задачи, требующие решения при введении в практику типажа, как базы параметров структурированной номенклатуры САТС и носителей (шасси).

Ключевые слова: *типаж, типоразмерный ряд, специализированные автотранспортные средства, грузоподъёмность, носитель, шасси, самосвал, панелевоз.*

Trembovelsky L.G.

ON THE CREATION OF SPECIALIZED VEHICLES TYPES

The article discusses the concept of specialized vehicles types (range of models). There is an attempt to give the interpretation of types in a market economy. The urgent tasks on introduction into practice the definition of types as the base settings of specialized vehicles and chassis structured nomenclature have been formulated.

Keywords: *types (range of models), standard series, specialized vehicle, load-carrying capability, carrier, chassis, dump truck, panel-carrying trailer.*

Типажи различных категорий АТС во времена плановой экономики были нормативными документами, которыми руководствовались и разработчики, и производители, и потребители отечественной автомобильной техники. При этом каждый типаж существовал в двух вариантах:

Типаж специализированных автотранспортных средств в современных рыночных условиях хозяйствования должен представлять интерес для структур, организаций и фирм, принимающих непосредственное участие в эксплуатации и изготовлении указанной категории транспортных средств. Для обсуждения этого вопроса вспомним трактовку этого термина ранее, в условиях плановой экономики.

Сочетание слов "типаж выпускаемых изделий", под которым понималась совокупность изделий текущего выпуска, предусматриваемая планами производства, и "перспективный типаж изделий", т.е. "совокупность членов типоразмерного ряда с указанием модификаций и производных моделей, объединённая общностью народнохозяйственного значения" и однозначностью решаемых производственных задач [1]. Например, в статье "Метод оптимизации типоразмерного ряда грузовых АТС" В.А. Петрушова и др. [2] уточняется, что система перспективных типажей грузовых автомобилей создаётся на базе оптимальных типоразмерных рядов АТС... В свою очередь, типаж служит основой для разработки конструкторскими службами отрасли системы технических заданий и проектов базовых моделей автомобилей на перспективу.

В условиях плановой экономики типаж изделий, в том числе и специализированных автотранспортных средств, носил директивный характер, так как он создавался и утверждался на государственном уровне под опре-

делённый объём работ. Например, типаж грузовых автомобилей 1966—1970 гг. утверждался Министерством автомобильной промышленности СССР. На следующий период (1971—1980 гг.) типаж грузовых автомобилей был разработан и утверждён на основании Постановления ЦК КПСС и СМ СССР от 29.09.1967 г. № 910 и т.д. Типаж специализированных автотранспортных средств для строительства создавался под руководством Госстроя СССР и его головного института ЦНИИОМТП [3]. При этом определяющую роль здесь играли планируемые объёмы и технологии работ. Типичный тому пример — автопоезда-панелевозы. Под планируемый, большой объём панельного строительства, был создан типаж прицепного состава для базовых тягачей — в то время это ЗИЛ-130В1, МАЗ-504А, КамАЗ-5410, КрАЗ-258 [4].

Сейчас обстановка совершенно иная. Мы живём в условиях рыночной экономики, в связи с чем возникает вопрос: какой смысл сейчас можно вложить в понятие "типаж"? Ведь в настоящее время рынок изобилует множеством изделий разных типоразмеров, выполняющих одинаковые рабочие операции. Например, самосвалов, способных перевозить груз массой десять тонн различных колёсных формул отечественного и зарубежного производства можно назвать несколько моделей разных фирм. Например: самосвал RS4583 на шасси MAH TGS колёсной формулы 6×4 производства ООО ПФК "Рэмэкс" (г. Сургут), самосвалы КамАЗ мод. 45141, 45143, 45144 (6×4) производства ОАО "НефАЗ" (г. Нефтекамск), "Рено" HD001, HD002 (4×2) производства "Рено-Тракс" и др. Конечно, эти автомобили, имеющие одинаковую грузоподъёмность, расходятся по ряду других показателей и свойств (форма кузова, стороны разгрузки, полная масса, скоростные и топливные характеристики и т.д.).

Очевидно, что для выбора потребителем изделия, позволяющего эффективно решать производственные задачи, необходимо маркетинговое исследование соответствующей ниши рынка, что невозможно без систематизированной, постоянно обновляющейся информации о рыночной номенклатуре специализированных автотранспортных средств. Эта систематизация должна быть полезна как потребителю, так и производителю специализированных АТС. Потребитель должен иметь чёткие ориентиры, позволяющие выбрать в рыночном многообразии специализированное транспортное средство, соответствующее производственным задачам и выбранным критериям эффективности. Производитель, создающий специализированное автотранспортное средство на покупном носителе (шасси), также стоит перед выбором продукта в соответствующей рыночной нише.

Для решения поставленных задач необходимо представление типоразмерных рядов специализированной автотехники, соответствующее систематизированной информации о носителях (шасси). Также должна быть разработана система критериев, позволяющая отдать предпочтение соответствующему типоразмеру и сделать выбор объекта. Кроме этого, анализ пространства параметров типоразмеров, заполняющих определённые рыночные ниши, может показать тенденции развития конструкции специализированных АТС, что позволит производителям принимать решения о развитии продукта.

Подводя итог сказанному, можно охарактеризовать типаж специализированных автотранспортных средств как базу параметров структурированной номенклатуры рынка специализированных АТС и носителей (шасси). В совокупности с этой базой должна работать система маркетингового исследования рынка на базе разработанных критериев, позволяющих потребителю выбрать для решения его производственных задач наиболее эффективное специализированное транспортное средство, а производителю подобрать соответствующее поставленной задаче создания объекта — носитель (шасси). Опираясь на эту базу, должна работать система маркетингового исследования объекта, позволяющая определять направление его развития.

На рисунке представлена схема использования "типажа" потребителем и изготовителем специализированных АТС, которая может быть основой для создания описанной системы. Типаж как база параметров специализированных автомобилей может создаваться на основе различных справочников, например серии справочников, издаваемых "САМТ-Фондом". Но перечень параметров может потребоваться более подробный, учитывая конкурентную основу использования результатов маркетингового анализа.

Предлагаемая концепция использования "типажа" в технологиях создания и эксплуатации САТС предусматривает четыре направления дальнейшей работы: создание базы параметров структурированной рыночной номенклатуры специализированных автотранспортных средств; разработку системы критериев, позволяющая потребителю и производителю с помощью маркетингового исследования рынка отдавать предпочтение объекту, используемому в производственном процессе с заданной эффективностью; выбор и приспо-

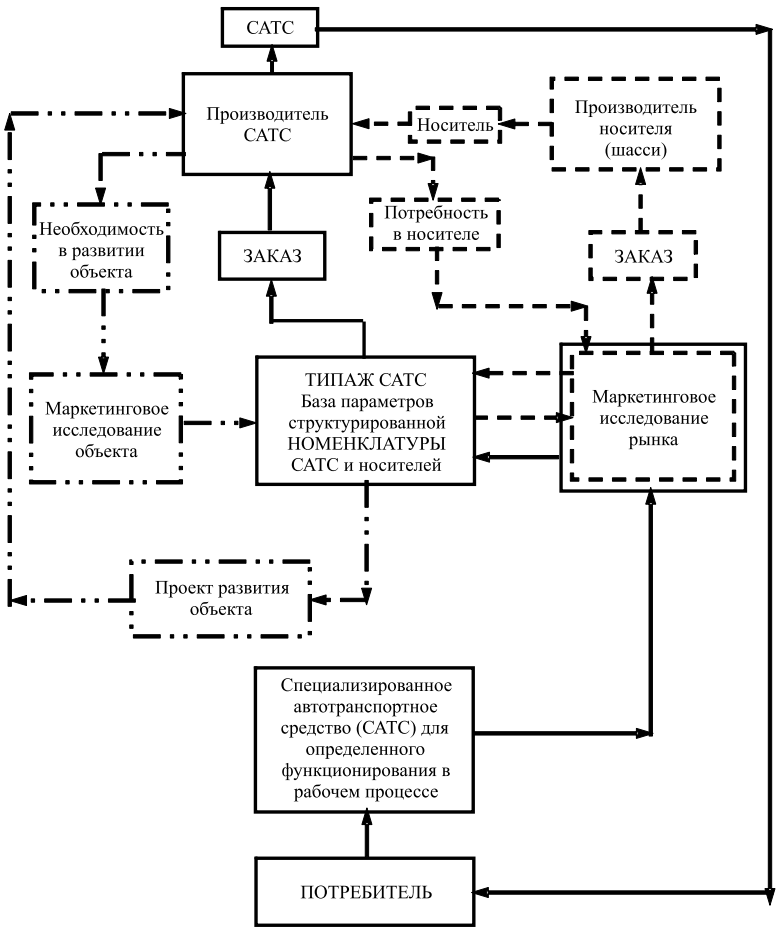


Схема использования «типажа» при создании и выборе специализированных автотранспортных средств

Процесс выбора и создания специализированного автотранспортного средства

Процесс выбора носителя (шасси)

Процесс определения развития (проект развития) объекта

сабливание алгоритмов маркетингового исследования к рынку специализированных автотранспортных средств; создание и апробация методологии маркетингового исследования объекта для определения направления развития конструкции специализированных АТС.

Данная статья сложилась в результате обстоятельных бесед с директором "САМТ-Фонда" д-ром техн. наук М.И. Гриффом, под общей редакцией которого издаются упомянутые справочники, заведующим отделом ФГУП НАМИ доктором техн. наук В.А. Петрушовым и директором центра государственных программ ФГУП НАМИ А.Н. Горчаковым, за что автор выражает им благодарность.

Литература

1. Типаж грузовых автомобилей, автомобильных прицепов, полуприцепов и поездов на период до 1990 года. (Пояснительная записка). НАМИ, 1983 год.
2. Петрушов В.А., Шеко П.А., Кац Г.Б., Антипенко В.С., Попов А.Н. Метод оптимизации типоразмерного ряда грузовых АТС / Автомобильная промышленность. № 5, 1985 г.
3. Краткий автомобильный справочник. Том 4. Специальные и специализированные автомобили. Часть 9. Москва. Авто Полис, 2016 г.
4. Грифф М.И. Основы создания и развития специализированного автотранспорта для строительства. Издательство АСВ. Москва, 2003. 144 с.
5. Типаж специализированных автотранспортных средств для строительства в Российской Федерации на период до 2010 года. ФГУП НАМИ, ЦНИИОМТП, Москва, 2004 г.

УДК 621.43

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТРЁХЦИЛИНДРОВЫХ ДВС

ПЕЧЕНЕВ А.М.
МЗКТ (+375.44. 557-02-20)

Рассматривается новая система использования мощности, сбрасываемой в "водяную рубашку" ДВС, для повышения его КПД.

Ключевые слова: *диаграмма расхода мощности, внутренний радиатор, тепловыделяющая поверхность, пульсация давления.*

Pechenev A.M.
THREE-CYLINDER IN-LINE ENGINE FUEL EFFICIENCY INCREASE

A new system is analyzed how to use the power removed into the engine "water jacket" to increase its efficiency.

Keywords: *power consumption diagram, inner radiator, heat releasing surface, pressure pulsating.*

Для привода ведущих колёс и навесного бурового оборудования на некоторых моделях и модификациях шасси производства Минского завода колёсных тягачей применяется американский дизель "Катерпиллер С15 ACERT". Анализ данных изготовителя в отношении расхода энергии от сжигаемого топлива по системам двигателя (таблицы из технической документации приведены на рис. 1 и 2)

PERFORMANCE DATA [MCW07184] **OCTOBER 21, 2015**

For Help Desk Phone Numbers Click here

Perf No: DM7771 Change Level: 03

General | Heat Rejection | Emissions | Regulatory | Altitude Derate | Cross Reference | Perf Param Ref

View PDF

SALES MODEL:	C15	COMBUSTION:	DI
ENGINE POWER (BKW):	432.5	ENGINE SPEED (RPM):	2,100
PEAK TORQUE (NM):	2,649.0	PEAK TORQUE SPEED (RPM):	1,400
COMPRESSION RATIO:	18	ASPIRATION:	TA
RATING LEVEL:	INDUSTRIAL D	AFTERCOOLER TYPE:	ATAAC
PUMP QUANTITY:	1	AFTERCOOLER CIRCUIT TYPE:	JW+OC, AC
FUEL TYPE:	DIESEL	INLET MANIFOLD AIR TEMP (C):	49
MANIFOLD TYPE:	DRY	JACKET WATER TEMP (C):	99
GOVERNOR TYPE:	ELEC	TURBO CONFIGURATION:	SINGLE
CAMSHAFT TYPE:	STANDARD	TURBO QUANTITY:	1
IGNITION TYPE:	CI	TURBOCHARGER MODEL:	GTA5008BS-53T-1.41
INJECTOR TYPE:	EUI	CERTIFICATION YEAR:	2006
REF EXH STACK DIAMETER (MM):	152	PISTON SPD @ RATED ENG SPD (M/SEC):	12.0
MAX OPERATING ALTITUDE (M):	1,828		

INDUSTRY	SUB INDUSTRY	APPLICATION
INDUSTRIAL	CONSTRUCTION	INDUSTRIAL
OIL AND GAS	LAND DRILLING	INDUSTRIAL
OIL AND GAS	LAND PRODUCTION	INDUSTRIAL
INDUSTRIAL	GENERAL INDUSTRIAL	INDUSTRIAL
INDUSTRIAL	FORESTRY	INDUSTRIAL
INDUSTRIAL	MATERIAL HANDLING	INDUSTRIAL
INDUSTRIAL	AGRICULTURE	INDUSTRIAL
INDUSTRIAL	MINING	INDUSTRIAL
OIL AND GAS	WELL SERVICING	INDUSTRIAL

General Performance Data Top

ENGINE SPEED	ENGINE POWER	ENGINE TORQUE	BRAKE MEAN EFF PRES (BMEP)	BRAKE SPEC FUEL CONSUMPTN (BSFC)	VOL FUEL CONSUMPTN (VFC)	INLET MFLD PRES	INLET MFLD TEMP	EXH MFLD TEMP	EXH MFLD PRES	ENGINE OUTLET TEMP
RPM	BKW	NM	KPA	G/BKW-HR	L/HR	KPA	DEG C	DEG C	KPA	DEG C
2,100	432	1,967	1,626	236.4	122.9	174.5	49.4	705.2	165.5	564.5
2,000	432	2,065	1,707	235.3	120.7	178.4	47.9	695.5	157.8	561.1
1,900	432	2,174	1,797	230.1	119.4	182.1	48.6	704.7	150.7	570.7
1,800	432	2,294	1,897	224.4	117.0	183.8	46.7	705.5	143.3	574.5
1,700	428	2,402	1,986	223.2	113.8	185.5	46.5	701.7	134.9	574.4
1,600	418	2,497	2,064	222.3	110.6	184.7	44.8	705.4	126.0	581.0
1,500	406	2,582	2,135	222.2	107.5	186.1	43.5	716.8	118.5	590.9
1,400	388	2,649	2,190	227.1	103.4	187.3	43.7	717.8	111.4	589.5
1,300	346	2,545	2,104	224.1	91.4	178.1	41.5	688.9	101.0	560.0
1,200	288	2,292	1,895	222.7	78.1	148.3	37.9	699.4	77.7	574.5
1,100	252	2,190	1,811	219.7	67.3	107.7	33.6	718.3	51.1	612.8

ENGINE SPEED	ENGINE POWER	COMPRESSOR OUTLET PRES	COMPRESSOR OUTLET TEMP	WET INLET AIR VOL FLOW RATE	ENGINE OUTLET WET EXH GAS VOL FLOW RATE	WET INLET AIR MASS FLOW RATE	WET EXH GAS MASS FLOW RATE	ENGINE OUTLET WET EXH VOL FLOW RATE (0 DEG C AND 101 KPA)	ENGINE OUTLET DRY EXH VOL FLOW RATE (0 DEG C AND 101 KPA)
RPM	BKW	KPA	DEG C	M3/MIN	M3/MIN	KG/HR	KG/HR	M3/MIN	M3/MIN
2,100	432	185	179.6	37.7	109.7	2,619.1	2,722.3	35.8	32.5
2,000	432	188	176.5	37.2	107.7	2,581.0	2,682.2	35.2	32.0
1,900	432	191	177.4	35.9	105.1	2,487.2	2,587.4	34.0	30.8
1,800	432	192	176.8	34.6	101.5	2,391.0	2,489.2	32.7	29.6
1,700	428	193	173.8	33.3	97.5	2,296.3	2,391.7	31.4	28.4
1,600	418	192	172.1	31.5	92.9	2,167.2	2,260.0	29.7	26.8
1,500	406	192	173.0	29.9	88.9	2,049.0	2,139.3	28.1	25.3
1,400	388	193	173.5	28.4	84.3	1,943.5	2,030.1	26.7	23.9
1,300	346	183	171.0	25.7	73.4	1,755.1	1,831.7	24.1	21.6
1,200	288	153	160.0	21.3	61.8	1,450.6	1,516.1	19.9	17.9
1,100	252	111	133.5	16.6	50.2	1,120.5	1,176.9	15.5	13.7

Heat Rejection Data Top

ENGINE SPEED	ENGINE POWER	REJECTION TO JACKET WATER	REJECTION TO ATMOSPHERE	REJECTION TO EXH	EXH RECOVERY TO 177C	FROM OIL COOLER	FROM AFTERCOOLER	WORK ENERGY	LOW HEAT VALUE ENERGY	HIGH HEAT VALUE ENERGY
RPM	BKW	KW	KW	KW	KW	KW	KW	KW	KW	KW
2,100	432	165	81.6	520	316	64.7	95.3	432	1,215	1,295
2,000	432	160	93.7	510	309	64.4	92.8	432	1,209	1,288
1,900	432	153	84.2	501	306	63.0	89.5	432	1,183	1,260
1,800	432	151	72.4	486	298	61.4	86.9	432	1,154	1,229
1,700	428	152	78.1	469	286	60.4	81.6	428	1,134	1,208
1,600	418	150	81.2	451	275	58.9	77.1	418	1,105	1,177
1,500	406	147	78.8	436	268	57.0	74.1	406	1,071	1,141
1,400	388	146	96.8	415	253	55.8	70.5	388	1,048	1,116
1,300	346	130	88.5	355	211	49.1	63.5	346	923	983

Emissions Data Top

Units Filter All Units

RATED SPEED POTENTIAL SITE VARIATION: 2100 RPM

ENGINE POWER		BKW	432	324	216	108	43.2
PERCENT LOAD		%	100	75	50	25	10
TOTAL NOX (AS NO2)		G/HR	1,764	1,065	612	538	445
TOTAL CO		G/HR	1,594	768	360	658	468
TOTAL HC		G/HR	46	77	120	91	73
PART MATTER		G/HR	150.9	71.5	59.2	247.2	113.3
TOTAL NOX (AS NO2)	(CORR 5% O2)	MG/NM3	1,267.5	940.1	708.5	1,503.0	1,718.8

Рис. 1

Heat Rejection Data Top

ENGINE SPEED	ENGINE POWER	REJECTION TO JACKET WATER	REJECTION TO ATMOSPHERE	REJECTION TO EXH	EXH RECOVERY TO 177C	FROM OIL COOLER	FROM AFTERCOOLER	WORK ENERGY	LOW HEAT VALUE ENERGY	HIGH HEAT VALUE ENERGY
RPM	BKW	KW	KW	KW	KW	KW	KW	KW	KW	KW
2,100	432	165	81.6	520	316	64.7	95.3	432	1,215	1,295
2,000	432	160	93.7	510	309	64.4	92.8	432	1,209	1,288
1,900	432	153	84.2	501	306	63.0	89.5	432	1,183	1,260
1,800	432	151	72.4	486	298	61.4	86.9	432	1,154	1,229
1,700	428	152	78.1	469	286	60.4	81.6	428	1,134	1,208
1,600	418	150	81.2	451	275	58.9	77.1	418	1,105	1,177
1,500	406	147	78.8	436	268	57.0	74.1	406	1,071	1,141
1,400	388	146	96.8	415	253	55.8	70.5	388	1,048	1,116
1,300	346	130	88.5	355	211	49.1	63.5	346	923	983

Рис. 2

позволяет построить наглядную круговую секторную диаграмму (рис. 3), которая служит специалисту хорошей пищей для размышлений.

Как видим, мощность, "выбрасываемая" в систему выпуска отработавших газов, в 1,2 раза превосходит максимальную полезную мощность самого двигателя. Такое соотношение мощностей делает актуальным предложение об использовании энергии отработавших газов для повышения мощности двигателя. Данное предложение рассмотрено ранее в статье "Концепция двигателя для особо компактного городского легкового автомобиля" (АП № 11 за 2015 г.). Учитывая тщательную отработку всех систем дизельного двигателя в компании "Катерпиллер", логично сделать вывод, что аналогичная диаграмма для бензинового двигателя автомобиля "Дэу Матиз" будет выглядеть совсем иначе. Сектора "выпуск отработавших газов" и "тепло в водяную рубашку" будут значительно шире за счёт сужения сектора "полезная мощность". Учитывая, что основная энергия отработавших газов выбрасывается в виде тепла, распыление воды необходимо производить именно в ту полость двигателя, в которую выталкиваются отработавшие газы в такте "выпуск" из боковых цилиндров (рис. 4, где *1* — выпускная труба из резинового рукава, *2* — прибор распределения периодов впрыска воды, *3* — распыление воды в полости выхода отработавших газов, *4* — верхняя цилиндрическая полость прокачивания охлаждающей жидкости в среднем цилиндре, *5* — поверхность выделения тепла в среднем цилиндре из системы охлаждения, *6* — пополнительный бак охлаждающей жидкости, *7* — электронасос прокачивания жидкости через полости охлаждения ДВС, *8* — форсунки распыления воды на верхнюю часть зеркала среднего цилиндра, *9* — факел распыла воды, *10* — узел с форсунками внутри головки среднего цилиндра, *11* — узел подачи воды к форсункам распыления, *12* — узел сбора и очистки воды из водоотделителя, *13* — выпуск, *14* — водоотделитель. Исходя из данных, представленных в таблицах и диаграмме, можно сделать вывод, что суммарное поступление энергии в средний цилиндр для превращения её в полезную механическую коленчатого вала ДВС может превысить в 1,77 раза суммарную полезную мощность со-

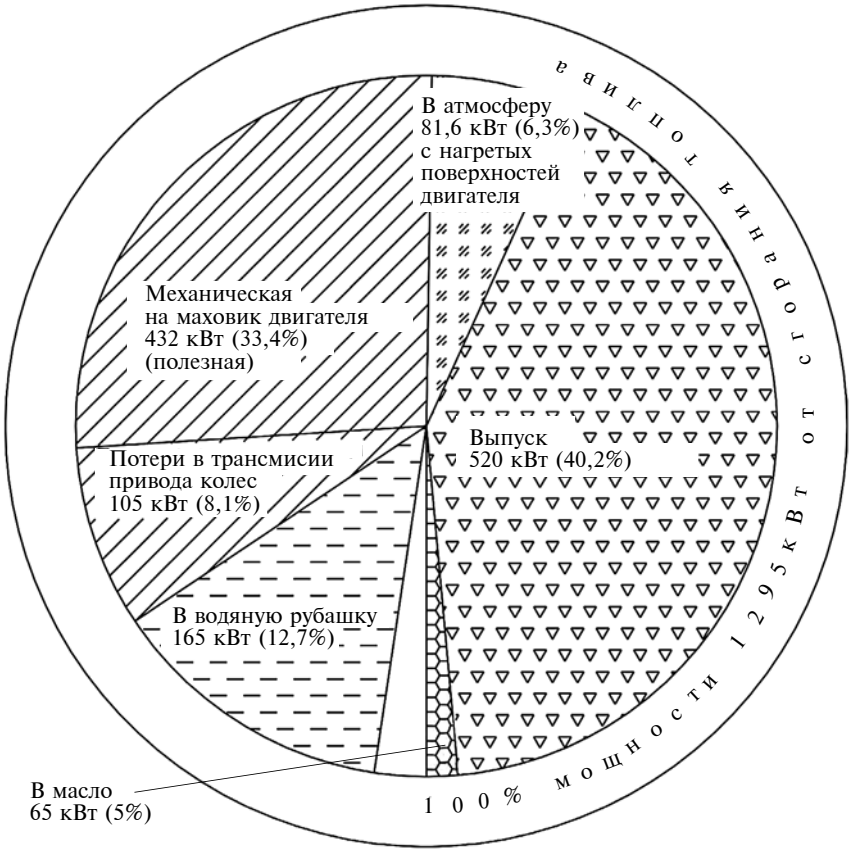


Рис. 3

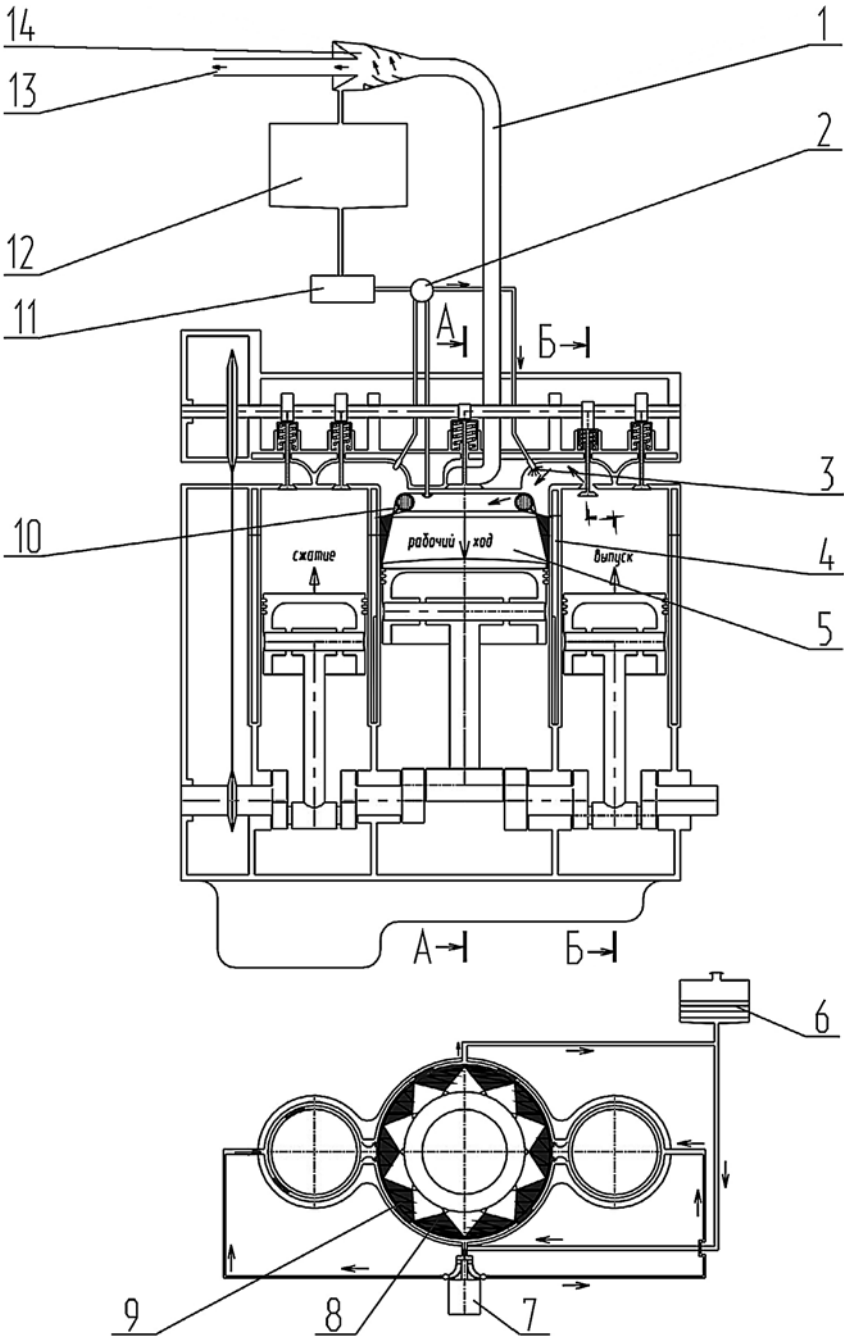


Рис. 4

седних двух рабочих цилиндров. Для получения полезной мощности среднего цилиндра, равной мощности одного из соседних, достаточно превратить в полезную механическую 28 % поступающей в него мощности. Если эта доля будет выше, это означает, что выдаваемая мощность среднего цилиндра превзойдет мощность одного из крайних, а КПД двигателя станет больше 66 %.

Специалисты — разработчики новых ДВС выразили сомнение в работоспособности внутреннего радиатора охлаждения, схема работы которого приведена в упомянутой выше статье. Сомнения обосновывались тем, что внутренний радиатор находится в зоне выхода отработавших газов из двух соседних рабочих цилиндров. Его тепловыделяющие поверхности будут постоянно покрываться слоем сажи и несгоревшими вязкими остатками топлива. Такое покрытие резко уменьшит теплоотдачу на испарение распыляемой воды, что приведёт к перегреву двигателя, появлению внутри среднего цилиндра воды неиспарившейся. Очистка

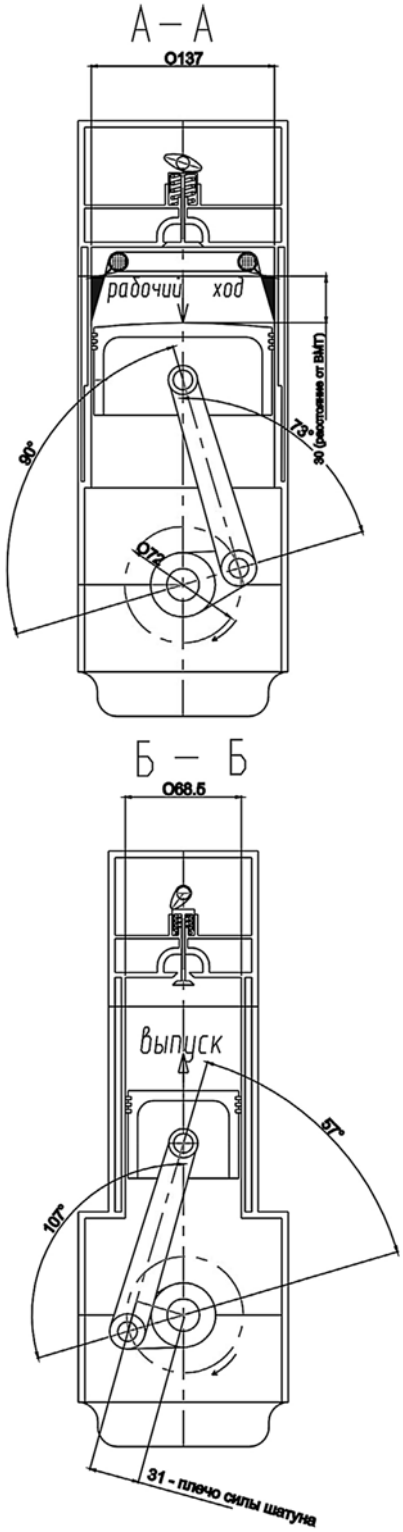


Рис. 5

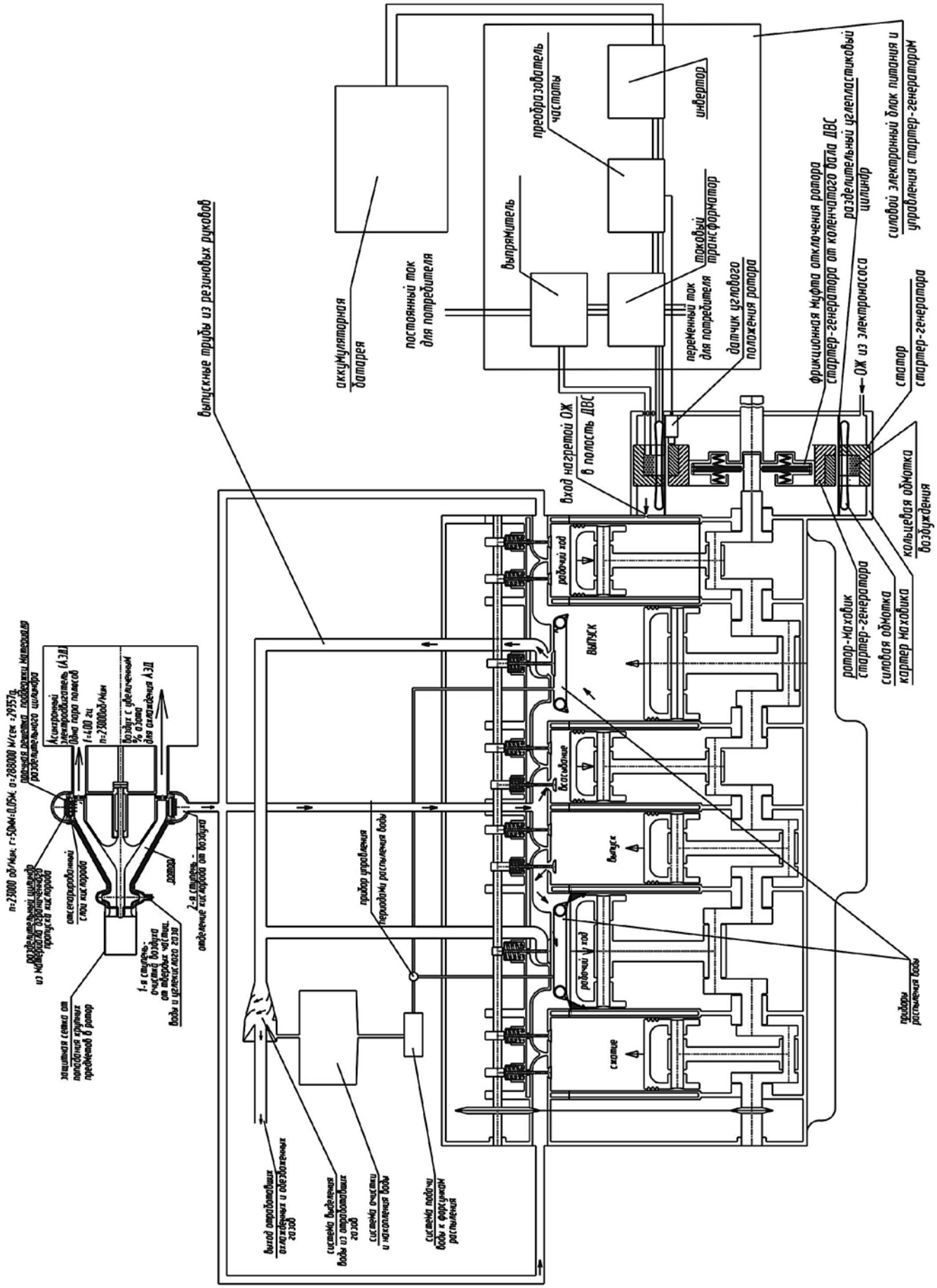

выпускные трубы из резиновых рукавов
аккумуляторная батарея
постоянный ток для потребителя
преобразователь частоты
инвертор
выпрямитель
переменный ток для потребителя
токовый трансформатор
датчик углового положения ротора
фрикционная муфта отключения ротора стартер-генератора от коленчатого вала ДВС
разделительный цилиндр
силовой электронный блок питания и управления стартер-генератором
ОЖ из электронасоса
статор стартер-генератора
вход нагретой ОЖ в полость ДВС
кольцевая обмотка возбуждения
ротор-маховик стартер-генератора
силовая обмотка
картер маховика
рабочий ход
выпуск
всасывание
выпуск
рабочий ход
сжатие
приборы распыления воды
прибор управления форсунками распыления воды
выход отработавших охлаждения и обезвоженных газов
система выделения воды из отработавших газов
система очистки и накопления воды
система подачи воды к форсункам распыления
n=23000 об/мин, r=50мм=0,05м, σ=288000 Н/сек²=29357кг
подача воздуха разделительного цилиндра
Асинхронный электродвигатель (АЭД) 10кВт пара полюсов f=400 гц n=23000об/мин
воздух с увеличенным % озона для охлаждения АЭД
разделительный цилиндр из керамики со увеличенным пропуском крупных
отсепарированный слой крупных
ротор
2-я ступень - отделение крупных от воздуха
1-я ступень - очистка воздуха от твердых частиц, воды и целлюлозного газа
защитная сетка от попадания крупных предметов в ротор

Рис. 6

же внутреннего радиатора потребует частых разборок ДВС, неприемлемых в эксплуатации.

Однако решение возникшей проблемы есть: в качестве тепловыделяющей поверхности можно использовать верхнюю внутреннюю поверхность зеркала среднего цилиндра. Распыление на неё воды через форсунки должно выполняться *после* достижения его поршнем верхней мертвой точки в такте "рабочий ход", т.е. после поворота коленчатого вала двигателя на определенный угол после ВМТ. Ориентировочно этот момент времени определится достижением прямого угла между осью шатуна и радиальной осью шатунной шейки среднего цилиндра (рис. 5). В этом положении крутящий момент от шатуна на шейке коленчатого вала достигает максимальной величины, в то время как противодействующий крутящий момент от поршня бокового цилиндра снижен из-за уменьшения плеча силы от шатуна на шейку коленчатого вала. Поршень среднего цилиндра, опускаясь вниз от верхней мёртвой точки, открывает верхнюю часть зеркала цилиндра для смачивания распыляемой водой с последующим её испарением и поднятием внутреннего давления. В процессе возврата поршня среднего цилиндра в такте "выпуск" до верхней мёртвой точки произойдет очистка поверхности его зеркала от копоти и оставшейся неиспарившейся воды. Открывающаяся ширина зеркала среднего цилиндра становится поверхностью съёма теплоты системы охлаждения ДВС. Площадь такой цилиндрической поверхности может достигать площади днища поршня. Тепло из горячей жидкости в кольцевой полости вокруг верхней части среднего цилиндра через тонкостенную гильзу передаётся на верхнюю кольцевую поверхность его зеркала, где уходит на испарение впрыснутой воды, поднятие давления в надпоршневом объёме и в конечном счёте на увеличение экономичности ДВС. Электронная система дозирования впрыска воды в средний цилиндр должна обеспечить эксплуатационный диапазон температуры охлаждающей жидкости в крайних цилиндрах.

Разумеется, трехцилиндровый двигатель с увеличенным рабочим объёмом среднего цилиндра будет отличаться повышенным уровнем пульсаций картерных и отработавших газов из-за более чем двукратной разности площадей днищ поршней — суммарной крайних и среднего. Если же объединить в одном рядном блоке два таких 3-цилиндровых двигателя, причём их газораспределительные системы развернуть друг относительно друга по углу поворота коленчатого вала на 180°, то пульсации первого порядка исчезнут. Такой 6-цилиндровый двигатель показан на рис. 6.

УДК 629.33.022.48.027

ЧАСТОТНЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАБИНЫ МНОГООСНОГО АВТОМОБИЛЯ С ТРЕМЯ ВАРИАНТАМИ СИСТЕМ ПОДВЕШИВАНИЯ

Д-р техн. наук **ГАСАНОВ Б.Г.**, кандидаты техн. наук **ЧЕРНЕНКО А.Б.**, **СИРОТИН П.В.** и **АЗАРЕНКОВ А.А.**
Южно-Российский ГПУ (НПИ) имени М.И. Платова (8635. 25-52-74)

Приведены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) вертикальных, продольно-угловых и поперечно-угловых колебаний кабины многоосного автомобиля, полученные в результате проведённых стендовых испытаний. Оценена эффективность работы различных конструктивных вариантов в системе вторичного подрессоривания кабин многоосных автомобилей и выявлены особенности компоновки и колебаний.

Ключевые слова: *амплитудно-частотные характеристики, системы вторичного подрессоривания, подвеска кабины, синусоидальное воздействие, упругие элементы.*

Gasanov B.G., Chernenko A.B., Sirotin P.V., Azarenkov A.A.

FREQUENCY RESPONSE OF MULTI-AXIAL VEHICLE COCKPIT WITH THREE OPTIONS OF SUSPENSION SYSTEM

The paper studies the frequency response of the vertical, longitudinal and transversal angular oscillations multi-axial vehicle cockpit based on acquired results on the bench test. The analysis serves to evaluate the effectiveness of various design options of the secondary suspension system of multi-axial cockpit and the peculiarities of components layout and vibrations.

Keywords: *frequency response, secondary suspension system, cockpit suspension, sinusoidal exposure, elastic elements.*

Плавность хода АТС оценивают, как известно, по пяти показателям — средним квадратичным ускорениям (определяемым в различных местах кабины), частоте, амплитуде и скорости колебаний и количеству толчков за определённый промежуток времени или пути. При расчёте плавности хода в качестве исходной информации используются определенные экспериментально или заданные характеристики элементов подвески и шин, величины подрессоренной и неподрессоренной масс и другие компоновочные параметры АТС.

Для оценки влияния периодического возмущающего воздействия на параметры плавности хода, в случае вторичного подрес-

соривания, целесообразно [1, 2] исследовать амплитудно-частотные характеристики АТС: они позволяют определить значения нежелательных перемещений и ускорений в зонах расположения кабин, возникающих при определённых сочетаниях скорости движения и длин неровностей. Кроме этого, при увеличении числа осей транспортного средства и, следовательно, его габаритных размеров и массы, а также с применением нетрадиционных для автомобилестроения компоновочных и конструктивных решений возрастает уровень вибраций, воздействующих на водителя [3—5]. Это обусловливает необходимость совершенствования конструкций систем вторичного подрессоривания и разработки новых схем и моделей для расчёта их параметров на основе анализа влияния АЧХ на плавность хода АТС.

При определении виброзащитных свойств различных вариантов систем подрессоривания кабин основной интерес представляют исследования по оценке вертикальных колебаний, а также угловых колебаний кабины в продольной и поперечной плоскостях в местах их крепления к упругим элементам и в зонах расположения сидений экипажа. Особенно актуальна эта проблема для кабин многоосных автомобилей. Сопоставление экспериментальных значений среднеквадратичных вертикальных ускорений на сиденье водителя многоосных автомобилей с действующими нормами на уровень вибронагруженности показывает, что указанные ускорения значительно превышают нормативы в полосах частот 4 и 8 Гц [2, 3]. Определяющее влияние на вибронагруженность экипажа многоосных автомобилей оказывают показатели колебаний элементов несущей системы (рамы) в местах установки кабины [3—5].

Основная цель испытаний подвески кабины при разных схемах возмущающих воздействий состоит в определении частотных характеристик колебательной системы в целом, а также отдельных её звеньев. Это позволяет не только оценить эффективность различных систем подвешивания кабины многоосного автомобиля, но и получить необходимую информацию о структуре систем, степени их нелинейности, механизме рассеяния энергии колебаний.

Для исследования АЧХ были созданы макетные образцы различных систем виброзащиты кабины многоосного автомобиля. Опытная кабина имела три варианта подвешивания: серийный, на четырёх резино-металлических упругих элементах, и два пневматических — с РКО баллонного и тороидного типа соответственно. Пневматические упругие элементы располагались в тех же местах крепления кабины к несущей системе автомобиля, что и у серийной подвески. В варианте с РКО баллонного типа потребовалось дополнить упругие элементы специальными направляющими устройствами в виде металлических рычагов, определяющих характер движения кабины в продольном и поперечном направлениях. В варианте с РКО тороидного типа дополнительных рычагов или кронштейнов не понадобилось, что было подтверждено стендовыми испытаниями [4, 6]. Здесь роль направляющего устройства выполняли виброизоляторы, обладающие свойством воспринимать боковые нагрузки и перераспределять движение подрессоренного объекта.

Частотные динамические характеристики кабины с тремя различными вариантами системы подвешивания определялись при изменении входного воздействия по времени и закону гармонических колебаний, частота которых варьировалась в пределах рабочего диапазона частот (от 0 до 12 Гц). Амплитуда колебаний виброплощадок составляла ±0,005 м. Амплитудно-частотные характеристики поперечно-угловых и продольно-угловых колебаний кабины были получены при углах сдвига по фазе между колебаниями виброплощадок, равных 0° и 180°.

В результате проведённых стендовых испытаний получены АЧХ вертикальных, продольно-угловых и поперечно-угловых колебаний кабины многоосного автомобиля. Экспериментальные исследования при синусоидальном возмущающем воздействии показали, что система подрессоривания кабины с пневматическими упругими элементами с РКО тороидного обладает наилучшими показателями (рис. 1, кривые *3*). Амплитудно-частотные характеристики динамической системы кабины с такой подвеской имеют минимальный коэффициент передачи во всем диапазоне частот, а также наименьший диапазон частот, в котором увеличиваются амплитуды колебаний входного кинематического воздействия и значение своего максимума. Кроме того, максимумы характеристик системы подвешивания кабины на пневмоэлементах с РКО тороидного типа находятся в области более низких частот, чем в других случаях, что значительно улучшает виброзащитные свойства такой подвески и позволяет с наименьшими затратами обеспечить оптимальную передаточную функцию сиденья.

Система подрессоривания с пневматическими упругими элементами с РКО баллонного типа позволяет значительно сни-

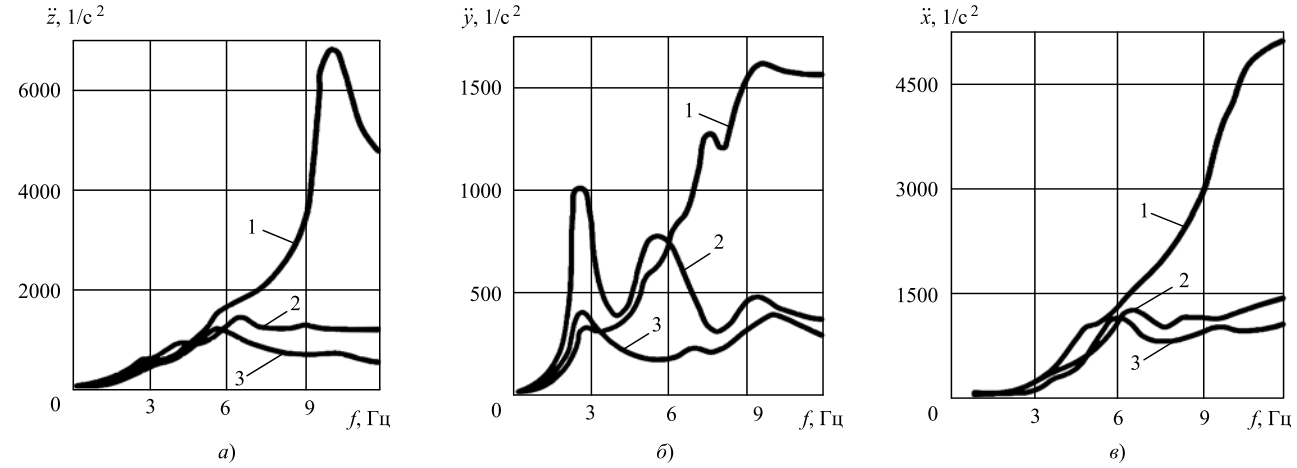


Рис. 1. АЧХ вертикальных (а), поперечно-угловых (б) и продольно-угловых (в) колебаний кабины с тремя вариантами систем подвешивания

зить уровень вертикальных ускорений кабины в диапазоне частот от 4 до 8 Гц, а также на сиденьях экипажа (кривые *2*), однако использование в системе направляющих металлических рычагов несколько увеличивает уровень ускорений в зоне частот от 9 до 12 Гц.

Влияние варианта конструкций направляющего устройства в подвеске кабины на её вибронагруженность наглядно иллюстрирует рис. 2. На графике представлены АЧХ вертикальных ускорений кабины, установленной на пневмоэлементы с РКО баллонного типа. Кривая *1* соответствует АЧХ кабины, полученной для случая, когда в системе подвешивания отсутствовало направляющее устройство и гидравлические амортизаторы, кривая *2* — с использованием направляющего устройства, но без гидроамортизаторов. Из графиков видно, что наряду с ухудшением виброзащитных свойств подвески в высокочастотной зоне, несколько снижается величина резонансного пика в диапазоне частот от 3 до 5 Гц. Направляющее устройство отчасти выполняет роль демпфера. Установка в системе гидравлических гасителей позволила значительно снизить уровень ускорений в диапазоне частот от 3 до 6 Гц, но увеличить его в частотном диапазоне от 6 до 12 Гц (кривая *3*).

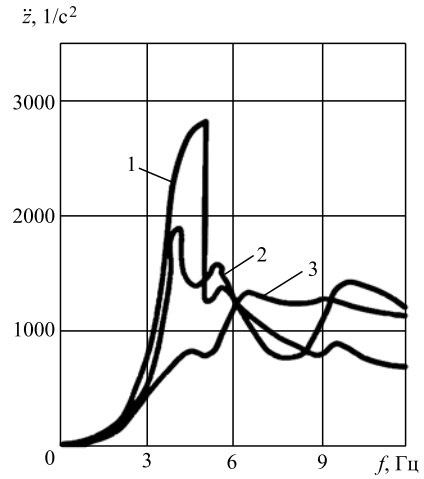


Рис. 2. АЧХ вертикальных ускорений кабины с пневматической системой подвешивания на упругих элементах с РКО баллонного типа

Колебательную систему кабины многоосного шасси можно представить в виде структурной схемы, состоящей из ряда объединённых между собой динамических колебательных звеньев. Полученные при испытаниях частотные характеристики системы были использованы для определения АЧХ и параметров отдельных звеньев системы виброзащиты. Это позволило проанализировать особенности системы в целом, а также оценить вклад отдельных звеньев в общую систему виброзащиты.

На рис. 3 показаны АЧХ вертикальных ускорений, полученных на сиденье экипажа многоосного автомобиля. На этих характеристиках проявляются многие резонансы колебательной системы. Максимум на частоте 3,5—4 Гц соответствует колебаниям манекена на сиденье, на частоте 5—6 Гц — резонансу кабины на опорах для пневматических систем (кривые *2*, *3*, *4*, *5*).

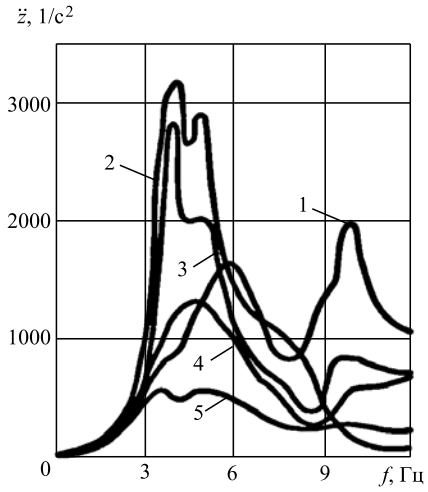


Рис. 3. АЧХ вертикальных ускорений на сиденье в кабине с различными вариантами систем подвешивания

Пики на частоте испытаний 9—10 Гц для пневматических систем подвешивания с РКО баллонного типа (кривая *3*) обусловлены влиянием на АЧХ конструкции направляющего устройства подвески. Большой коэффициент передачи на частоте 10 Гц для традиционной системы виброзащиты (кривая *1*), который соответствует колебаниям кабины на резинометаллических опорах, объясняется высоким уровнем воздействия ускорений на полу под сиденьем.

Для оценки влияния этого фактора определены значения АЧХ ускорений под сиденьем, а также оценка передаточной функции сиденья. На рис. 4 приведены АЧХ ускорений, полученных под сиденьем для различных систем виброзащиты: серийной с резино-металлическими упругими элементами (кривая *1*); пневматической с РКО баллонного типа (кривая *2*) и РКО тороидного типа (кривая *3*).

Значения частот собственных колебаний кабины на пневматических упругих элементах с РКО баллонного типа и подрессоренного сиденья, установленного в кабине, близки по величине. При этом возникает резонансное раскачивание водителя на сиденье. Масса водителя на подрессоренном сиденье играет роль динамического гасителя, что иллюстрируют кривые *2* и *3* рисунка 3.

В системах подрессоривания с применением пневматических упругих элементов с РКО целесообразно использование, дополнительно к внутреннему демпфированию, гидравлических амортизаторов [4, 7, 8]. Определение характеристик амортизаторов кабин выполнялось в проектном расчёте на основании имеющихся данных о нагрузках, приходящихся на соответствующие опорно-монтажные узлы, и о жёсткостях упругих элементов этих

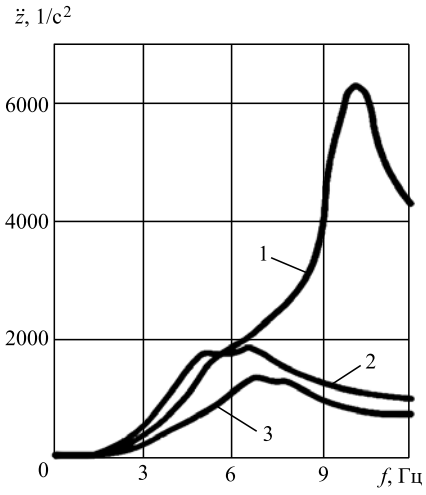


Рис. 4. АЧХ вертикальных ускорений на полу кабины с различными вариантами систем подвешивания

узлов, по известным методикам, изложенным в работе [8].

Анализ результатов экспериментальных исследований нагрузочных характеристик пневматических упругих элементов с различными типами резино-кордных оболочек (РКО), а именно баллонного, подушечного и тороидного типов, позволил выявить ряд особенностей и свойств упругих элементов данных типов и оценить возможности их использования в системах вторичного подрессоривания кабин многоосных автомобилей [4].

Все реальные колебательные системы при вторичном подрессоривании в той или иной степени обладают нелинейными свойствами. Для линейной колебательной системы частотные характеристики полностью определяют её свойства и дают возможность рассчитать реакции системы на любое воздействие как детерминированное, так и случайное с заданными статистическими характеристиками.

В системе виброзащиты кабины многоосного автомобиля входные колебательные процессы на некоторых частотах существенно отличаются от синусоидального, что указывает на нелинейность исследуемых систем подвешивания. Показанные на рисунках 2 (кривые *1* и *2*) и 3 (кривые *2* и *3*) АЧХ — типичны для "мягких" нелинейных систем. По этой причине полученные частотные характеристики можно рассматривать как приближенные. Это не препятствует их успешному использованию при анализе, однако не дает возможности достаточно точно определить выходной колебательный процесс нелинейной системы в реальных движениях шасси. Более точное представление о реальном колебательном процессе может быть получено в лабораторных условиях, с применением метода испытания при случайном входном воздействии.

Литература

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.
2. Проектирование полноприводных колёсных машин: в 2 т. Т. 2. Учебник для вузов / Б.А. Афанасьев, Н.Ф. Бочаров, Л.Ф. Жеглов и др.; под общ. ред. А.А. Полунгяна. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. — 465 с.
3. Аксёнов П.В. Многоосные автомобили. — М.: Машиностроение, 1989. — 280 с.
4. Галашин В.А., Бородин В.П. Пневмогидравлические регулируемые системы подвески. — М.: МГТУ, 1989. 41 с.
5. Ротенберг Р.В. Особенности колебаний многоосных автомобилей // Автомобильная промышленность. — 1963. — № 2. — С. 16.
6. Акопян Р.А. Пневматическое подрессоривание автотранспортных средств. Вопросы теории и практики. Часть 2. — Львов: Вища школа, 1980. — 208 с.
7. Галашин В.А., Грушников В.А. Пути снижения вибронагруженности экипажа многоосных автомобилей / Полигонные испытания, исследования и совершенствование автомобилей: сб. науч. тр. / НАМИ. — М., 1991. — С. 47—53.
8. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин. — М.: Машиностроение, 1985. — 200 с.

УДК 629.113-592.2

АНАЛИЗ НАГРУЗОК В СЦЕПНОМ УСТРОЙСТВЕ МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЕЗДА ПРИ РАЗГОНЕ

Канд. техн. наук **ЖЕЛЕЗНОВ Р.Е.**,
д-р техн. наук **ЖЕЛЕЗНОВ Е.И.**
Волгоградский ГТУ (8442. 23-21-31)

В статье приведены результаты анализа влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на величину нагрузок в сцепном устройстве малотоннажного автопоезда при трогании с места. Исходные данные получены расчётным путём с использованием математического моделирования и последующей обработки результатов расчётов методами планирования эксперимента. Особое внимание уделено анализу влияния параметров сцепки с учетом изменения загрузки прицепа и темпа приложения движущих сил к ведущим колёсам тягача.

Ключевые слова: *малотоннажный автопоезд, тягач, прицеп, сцепное устройство.*

Zheleznov R.E., Zheleznov E.I.

THE ANALYSIS OF LOADS IN THE COUPLING DEVICE OF THE LOW-TONNAGE ROAD TRAIN DURING ACCELERATION

This article presents the results of analysis of the influence of a number of constructive and operational factors on the value of force in the coupling device of low-tonnage road train during acceleration from a standstill. The baseline data were obtained by calculation, using the mathematical modeling and post-processing of calculation results by dint of the methods of the experiment planning. Particular attention was paid to analysis of the influence of parameters of the coupling device taking into account the change of the trailer weight and the tempo of application of the driving forces on the driving wheels of the tractor.

Keywords: *low-tonnage road train, tractor, trailer, coupling device.*

Известно [1, 2], что величины нагрузок, действующих в сцепном устройстве грузового автопоезда, зависят от пяти факторов: коэффициента жёсткости упругого элемента $C_{сц}$, осевого зазора ξ_x, коэффициента неупругого сопротивления $\eta_{сц}$, полной массы прицепа $m_п$, а также темпа приложения движущих и тормозных сил (зависящий от режима движения).

С целью оценки влияния указанных факторов на величину и характер изменения нагрузок в сцепном устройстве малотоннажного автопоезда при разгоне были проведены расчётные исследования динамического взаимодействия звеньев автопоезда в составе двухосного тягача с параметрами автомобиля УАЗ-3741 и одноосного прицепа. Результаты расчётов обработаны методами теории эксперимента и представлены в виде, приведённых ниже, формул и графиков, отображающих влияние указанных выше параметров на оценочные показатели, в качестве которых приняты: максимальная величина $P_{км}$ и среднее квадратическое отклонение σ_p усилия в сцепном устройстве. Рассмотрим результаты исследования.

$$P_{км} = 3187{,}3 + 879{,}7x_1 - 376{,}5x_2 + 745{,}9x_3 + 419{,}0x_4 - 327{,}4x_5 - 114{,}5x_1x_2 + 152{,}9x_1x_3 + 97{,}5x_1x_4 - 56{,}2x_1x_5 - 39{,}9x_2x_3 - 39{,}3x_2x_4 + 7{,}7x_2x_5 + 148{,}5x_3x_4 - 30{,}1x_3x_5 - 17{,}1x_4x_5 - 166{,}1x_1^2 - 122{,}9x_2^2 - 187{,}9x_3^2 - 137{,}9x_4^2 + 249{,}0x_5^2;$$

$$\sigma_p = 548{,}4 + 212{,}1x_1 - 67{,}2x_2 + 177{,}1x_3 + 123{,}0x_4 - 215{,}3x_5 - 29{,}5x_1x_2 + 54{,}5x_1x_3 + 36{,}1x_1x_4 - 70{,}3x_1x_5 - 24{,}2x_2x_3 - 17{,}1x_2x_4 + 43{,}2x_2x_5 + 48{,}8x_3x_4 - 73{,}8x_3x_5 - 67{,}2x_4x_5 - 35{,}7x_1^2 - 20{,}8x_2^2 + 31{,}2x_3^2 - 29{,}2x_4^2 + 156{,}6x_5^2,$$

где x_1 — масса прицепа, $m_п$; x_2 — время нарастания движущих сил на осях тягача от нуля до максимального значения, τ_p; x_3 — зазор в сцепном устройстве, ξ_x; x_4 — коэффициент жёсткости упругого элемента сцепки, $C_{сц}$; x_5 — коэффициент неупругого сопротивления, $\eta_{сц}$.

Анализ коэффициентов регрессии уравнений показал, что по силе влияния на величину $P_{км}$ факторы располагаются в следующем порядке: $m_п$, ξ_x, $C_{сц}$,τ_p, $\eta_{сц}$, а на величину σ_p — $\eta_{сц}$, $m_п$, ξ_x, $C_{сц}$, τ_p. Влияние массы $m_п$, которая зависит от загрузки прицепа, на величину $P_{км}$ соизмеримо с влиянием зазора ξ_x и значительно превосходит влияние остальных факторов. С увеличением массы $m_п$, зазора ξ_x и жесткости $C_{сц}$ упругого элемента сцепки, а также темпа приложения силы тяги (уменьшение τ_p) величины $P_{км}$ и σ_p растут (рис. 1), а с увеличением коэффициента демпфирования $\eta_{сц}$ наоборот снижаются.

Значительное влияние на величину оценочных показателей оказывают парные взаимодейст-

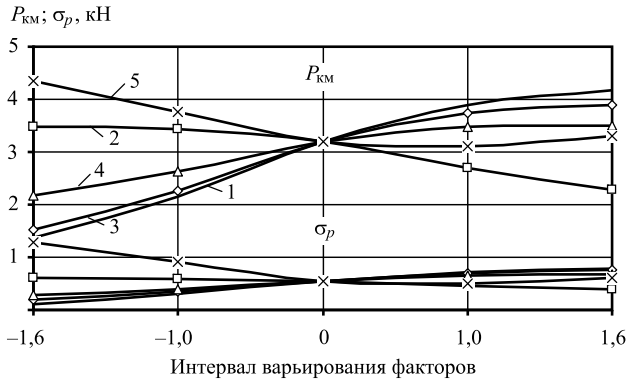


Рис. 1. Влияние одиночных факторов на величину оценочных показателей:
1 — $m_п$; 2 — τ_p; 3 — ξ_x; 4 — $C_{сц}$; 5 — $\eta_{сц}$

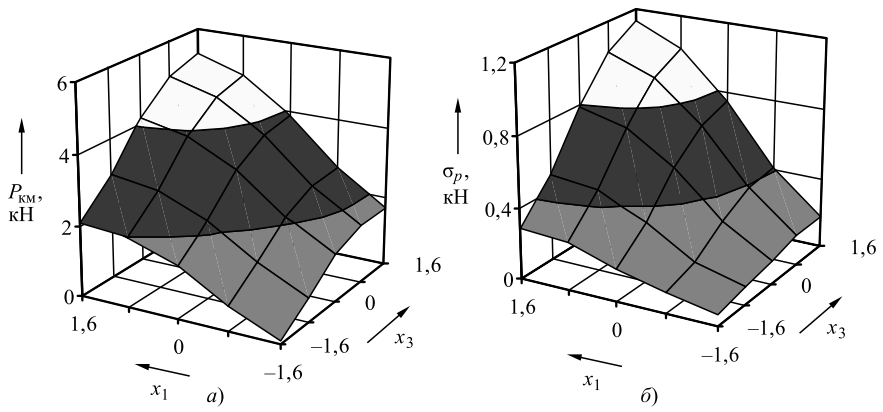


Рис. 2. Влияние массы $m_п$ (x_1) и зазора ξ_x (x_3) на максимальную величину $P_{км}$ (а) и среднее квадратическое отклонение σ_p усилия в сцепке (б)

вия факторов, в первую очередь с массой прицепа. Так, для беззазорной сцепки ($\xi_x = 0$) изменение $m_п$ со 150 до 850 кг приводит к увеличению $P_{км}$ на 2,02 кН и σ_p на 0,22 кН, а для зазорной ($\xi_x = 0{,}02$ м) уже на 3,59 кН и 0,95 кН соответственно (рис. 2). При этом величина оценочных показателей достигает опасных для сохранения работоспособности сцепного устройства значений: $P_{км} = 5{,}3$ кН и $\sigma_p = 1{,}14$ кН.

Влияние загрузки прицепа более ощутимо для жёсткой и бездемпферной сцепки. Например, при $C_{сц} = 150$ кН/м увеличение $m_п$ в указанных выше пределах сопровождается ростом величин $P_{км}$ на 2,3 кН и σ_p на 0,42 кН, тогда как при $C_{сц} = 650$ кН/м — на 3,3 кН и 0,86 кН соответственно. Для бездемпферной сцепки ($\eta_{сц} = 0$) увеличение $m_п$ в тех же пределах приводит к росту $P_{км}$ на 3,1 кН и σ_p на 1,03 кН, а в случае установки демпфера с коэффициентом сопротивления $\eta_{сц} = 6$ кН · с/м — $P_{км}$ на 2,2 кН и σ_p на 0,32 кН. Одновременно заметно снижается общий уровень нагрузок в сцепном устройстве.

Значительное влияние на величину оценочных показателей оказывают парные взаимодействия параметров сцепного устройства между собой (рис. 3). Так, негативное влияние зазора в сцепке заметно усиливается с повышением её жесткости (см. рис. 3, *а*). В количественном отношении это влияние выглядит следующим образом: при $C_{сц} = 150$ кН/м изменение ξ_x с 0 до 0,02 м приводит к увеличению $P_{км}$ на 1,62 кН и σ_p на 0,32 кН, а при $C_{сц} = 650$ кН/м — уже на 3,13 кН и 0,81 кН соответственно.

Увеличение зазора наиболее опасно в случае применения бездемпферных сцепных устройств (см. рис. 3, *б*), в то же время положительный эффект от применения демпфера наиболее выражен для зазорных сцепок, поскольку увеличение зазора существенно повышает величину динамических нагрузок в сцепном устройстве. Так, при $\eta_{сц} = 0$ изменение ξ_x в указанных выше пределах приводит к увеличению $P_{км}$ с 2,6 до 5,13 кН и σ_p с 0,74 до 1,68 кН.

С увеличением жесткости сцепки величины оценочных показателей растут при любых значениях коэффициента демпфирования (см. рис. 3, *в*), но особенно сильно ($P_{км}$ на 1,42 кН и σ_p на 0,7 кН) при $\eta_{сц} = 0$. Положительный эффект от применения демпфера растёт с увеличением жёсткости сцепки. Например, при $C_{сц} = 150$ кН/м изменение $\eta_{сц}$ с 0 до 6 кН · с/м сопровождается снижением $P_{км}$ на 0,96 кН и σ_p на 0,35 кН, а при $C_{сц} = 650$ кН/м — на 1,2 кН и 1,0 кН соответственно. Причем зависимости $P_{км} = f(\eta_{сц})$ и $\sigma_p = f(\eta_{сц})$ имеют экстремальный характер, т.е. при некоторых значениях коэффициента $\eta_{сц}$, разных для различных коэффициентов $C_{сц}$, нагрузки в сцепном устройстве становятся минимальными.

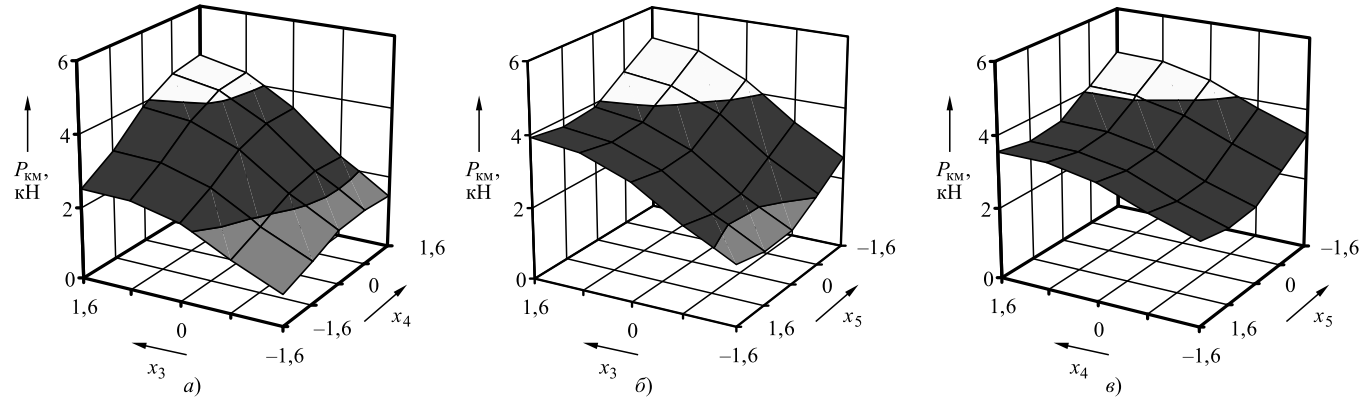


Рис. 3. Влияние параметров сцепного устройства на величину усилия $P_{км}$ в сцепке расчётного автопоезда при трогании с места

Обобщая результаты исследований, отметим следующее.

1. Степень и характер влияния указанных выше факторов на величину нагрузок в сцепном устройстве малотоннажного автопоезда на режимах разгона и торможения практически одинаковы. Поэтому при определении рациональных значений параметров сцепки следует в качестве основного расчётного режима рассматривать режим торможения, для которого условия проведения расчётов имеют более определённый характер.

2. Сравнивая полученные результаты с данными, приведенными в работах [1, 2], следует отметить их расхождение в описании и трактовке влияния жёсткости упругого элемента $C_{сц}$ на величину усилия в сцепке. В указанных работах при $C_{сц} = 0$ усилия в сцепке на режимах разгона и торможения имеют достаточно большие конечные значения, появление которых авторы объясняют чисто теоретическими причинами. Наши исследования показали, что такое возможно только в случае "пробоя" упругого элемента, в результате чего жёсткость упругой связи резко возрастает и становится равной продольной жёсткости шасси автопоезда. Однако в этом случае рассуждения авторов об особенностях динамического взаимодействия звеньев автопоезда при малых значениях жёсткости сцепки представляются не убедительными и требуют другого объяснения.

Литература

1. Щукин М.М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей: Конструкция, теория, расчёт / М.М. Щукин. — Л.: Машиностроение, 1961. — 217 с.
2. Закин Я.Х. Конструкции и расчёт автомобильных поездов / Я.Х. Закин, М.М. Щукин, С.Я. Марголис. — Л.: Машиностроение, 1968. — 329 с.

УДК 656.13:681.5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ АВТОНОМНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ ДЛЯ ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКИ И ОТОПЛЕНИЯ АВТОБУСА БОЛЬШОГО КЛАССА

Кандидаты техн. наук **КУЛЬКО А.П.**, **КУЛЬКО П.А.**
ООО "Трансавтоматика" (8443. 33-77-40),
Волжский политехнический институт (филиал ВолгГТУ)

Предложена методика расчёта необходимой мощности автономного жидкостного подогреватели для отопления автобусов в холодное время года с учётом стационарного и нестационарного режимов отопления, времени движения с открытыми дверьми, в зависимости от климатической зоны эксплуатации в РФ.

Ключевые слова: *автобусы, система отопления, жидкостные подогреватели, расчёт необходимой мощности, зоны эксплуатации.*

Kulko A.P., Kulko P.A.

DEFINITION OF THERMAL POWER AUTONOMOUS HEATER FOR THE THERMAL PREPARATION AND HEATING OF THE BUS OF THE BIG CLASS

The methods of calculating the required power of Autonomous fluid heaters for heating the bus in the cold season, taking into account the steady-state and transient heating modes, the time movement with open doors and depending on the climatic area of operation in Russian Federation.

Keywords: *buses, heating, fluid heaters, calculation of required power, zones of operation.*

При составлении закупочных технических требований у заказчиков автобусов возникает вопрос: автономный подогреватель какой мощности обеспечит быстрый предпусковой подогрев двигателя, благоприятные тепловые условия в салоне и на рабочем месте водителя автобуса?

По действующим нормативам автономный подогреватель должен обеспечить быстрый прогрев дизеля автобуса до минимальной пусковой температуры +5 °С [1]. После пуска двигателя и прогрева его до рабочей температуры +80 °С часть охлаждающей жидкости из системы охлаждения поступает в систему отопления пассажирского салона и рабочего места водителя. При этом суммарного тепла системы охлаждения двигателя автономного подогревателя должно быть достаточно для поддержания комфортной температуры на рабочем месте водителя автобуса на уровне не менее +18 °С, а в пассажирском салоне не менее +15 °С. Исходя из данных нормативных требований автономный жидкостный подогреватель выбирается из стандартного теплового ряда (табл. 1). Однако для этого потребную тепловую мощность необходимо рассчитать.

Очевидно, что тепловая мощность автономного подогревателя для автобуса должна зависеть от следующих факторов: среднесуточной температу-

Таблица 1

Тепловой ряд жидкостных подогревателей (условные обозначения)	Номинальная тепловая мощность, кВт	Вид топлива и электропитания
01ж	от 2 до 4	Все виды топлива для автотракторных двигателей. Напряжение постоянного тока для исполнения 12 и 24 В
02ж	от 5 до 6	
03ж	от 8 до 15	
04ж	от 20 до 25	
05ж	от 28 до 32	
06ж	от 35 до 40	

ры окружающей среды региона эксплуатации [2], требуемого времени предпускового подогрева двигателя (5...8 мин), разогрева салона и рабочего места водителя (не более 15...30 мин) до минимально-допустимой температуры, массы подогреваемого двигателя, объёма и температуры отапливаемого салона автобуса.

Определение необходимой тепловой мощности для разогрева двигателя

Исходным уравнением для расчёта является уравнение теплового баланса прогреваемого двигателя в дифференциальной форме — формула 1 (табл. 2). Проведя по данной формуле расчеты в электронных таблицах *MS Excel* построим график

Таблица 2

№	Формула	Примечания
1	$Q_{дв}d\tau = m_{мет}c_{мет}d(t_{мет} - t_н) + m_м c_м d(t_м - t_н) + m_{ож}c_{ож}d(t_{ож} - t_н)$	$m_{мет}c_{мет}d(t_{мет} - t_н)$, $m_м c_м d(t_м - t_н)$, $m_{ож}c_{ож}d(t_{ож} - t_н)$ — количества теплоты, затрачиваемые на нагрев металла, масла и охлаждающей жидкости соответственно; $Q_{дв}$ — необходимая мощность установки, Вт; τ — время разогрева до минимальной температуры надежного пуска дизеля, с; $c_{мет}$ = 462 Дж/(кг · °С), $c_м$ = 1700 Дж/(кг · °С), $c_{ож}$ = 2500 Дж/(кг · °С) — удельные тепловые емкости металла двигателя, масла, охлаждающей жидкости соответственно; $m_{мет}$ = 570 кг, $m_м$ = 17 кг, $m_{ож}$ = 53 кг — массы металла двигателя автобуса, масла и охлаждающей жидкости соответственно ("Дойц" BF6M1013 FC); $t_{мет} = t_м = t_{ож}$ = 5°С — температура надежного пуска дизеля, до которой необходимо подогреть двигатель; $t_н$ — температура наружного воздуха, °С
2	$\sum Q = \left(\sum_{i=1}^{n} S_i k_i + c_в G_в\right)\Delta T - Q_{пасс}$	n — количество стенок кабины, принятых во внимание при расчете теплового баланса; S_i — площадь поверхности i-й стенки, м^2; k_i — коэффициент теплопередачи i-й стенки ограждений, для прозрачных ограждений; ΔT — перепад температур воздуха, °С, $\Delta T = T_в - T_н$, где $T_н$ — температура наружного воздуха, $T_в$ — температура воздуха в салоне автобуса, °С; $c_в$ — удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг · °С); $G_в$ — массовый расход воздуха, вентилирующего салон, а затем уходящего через неплотности кабины и вытяжные отверстия, кг/с, например, для городского автобуса при пассажировместимости 45 чел. необходимый приток наружного воздуха в пассажирский салон: $G_в = G_{1пасс}n_{пасс}\rho/3600$ = 7 м^3/ч · 45 · 1,22/3600 = = 0,237 кг/с, где $G_{1пасс}$ = 7 м^3/ч — приток наружного воздуха в пассажирские помещения автобусов класса 1 с отделенной кабиной водителя (городской автобус) из расчета на одного человека [1], $n_{пасс}$ = 45 чел. — количество пассажиров в автобусе, ρ = 1,22 — плотность воздуха, кг/м^3; $Q_{пасс} = Q_л n_{пасс}$ = 100 · 45 = 4500 Вт — количество теплоты, передаваемой от пассажиров в единицу времени, где $Q_л$ = 100 Вт — тепло, выделяемое человеком в состоянии покоя
3	$k = \left(\frac{1}{\alpha_н} + \sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_в}\right)^{-1}$	$\alpha_н$ и $\alpha_в$ — коэффициенты теплоотдачи соответственно от воздуха к наружной поверхности стенки и от внутренней поверхности стенки к воздуху салона; δ_i — толщина i-го слоя стенки; λ_i — коэффициент теплопроводности материала i-го слоя
4	$\alpha_н = 5{,}95\,\omega_а^{0,8}$	$\omega_н$ — скорость обтекания наружной поверхности салона потоком воздуха ($\omega_н$ можно принять равной скорости автомобиля), эксплуатационная скорость городского автобуса $\omega_н \approx$ 20 км/ч = 5,5 м/с, пригородного — $\omega_н \approx$ 40 км/ч = 11 м/с, междугороднего $\omega_н \approx$ 70 км/ч = 19 м/с
5	$\alpha_в = 5{,}3 + 3{,}6\omega_в$	$\omega_в \approx$ 1,5 м/с — скорость обтекания внутренних поверхностей салона потоком воздуха
6	$\Delta P = P_н - P_{вн} = g\Delta\rho H/4$	H = 1,92 м — высота проема дверей; $\Delta\rho = \rho_н - \rho_{вн}$ — разность плотностей воздуха при наружной и внутренней температуре воздуха
7	$G = \mu A\sqrt{2\Delta P\rho_н}$	μ — коэффициент расхода через нижнюю часть проема дверей, μ = 0,6; A — площадь проема, через который происходит приток холодного воздуха (для автобуса: $A = BH/2$ = 1,3 · 1,92/2 = = 1,24 м^2, где B = 1,3 м — ширина проема входных дверей)
8	$Q_{ост} = 2Gc_н\Delta t$	$c_н$ — удельная теплоемкость наружного воздуха, Дж/(кг · К); Δtu — разность расчетных температур внутреннего и наружного воздуха, °С
9	$\overline{Q} = \frac{Q_1 n_1 + Q_2 n_2}{100\ \%}$	Q_1 — теплопроизводительность в стационарном тепловом режиме при движении с закрытыми дверями, кВт; $Q_2 = Q_1 + Q_{ост}$ — необходимая теплопроизводительность с учетом добавки потерь тепла при нестационарном тепловом режиме охлаждения салона через проемы дверей наружным воздухом на остановках; n_1 — доля времени движения автобуса с закрытыми дверями; n_2 — доля времени нахождения автобуса с открытыми дверями на остановке
10	$Q_c = \sum m_{ni}c_{ni}d(T_в - T_н)/d\tau$	m_{ni} — масса i-го внутреннего материала кабины; $T_в - T_н$ — температуры внутреннего и наружного воздуха, °С; c_{ni} — удельная изобарная теплоемкость i-го внутреннего материала кабины; τ — время разогрева до нормативной температуры, с

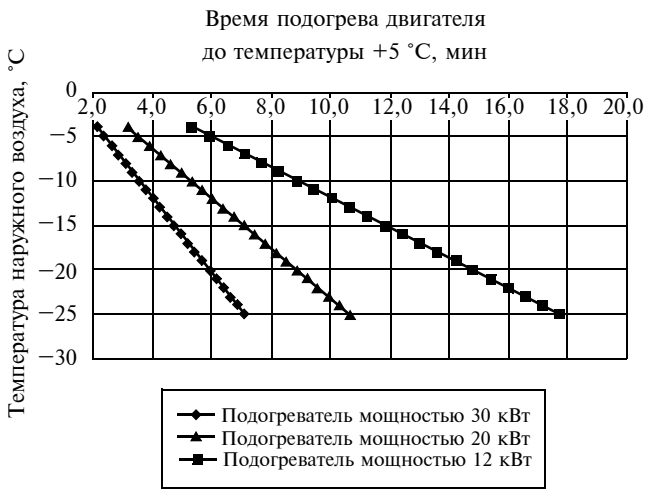


Рис. 1. Зависимость времени прогрева (до +5 °С) дизеля автобуса большого класса от наружной температуры автономными подогревателями мощностью 12, 20 и 30 кВт

зависимости времени τ прогрева двигателя в зависимости от подаваемого от подогревателя количества теплоты $Q_{дв}$ и наружной температуры $t_н$ (рис. 1). Из него видно, что подогреватель мощностью 30 кВт разогреет двигатель автобуса от −25 °С до пусковой температуры +5 °С за 7 минут, в то время как подогреватель мощностью 20 кВт — за 11 минут, а подогреватель 12 кВт — за 17,5 минут. (В данном примере необходимые для расчётов массы металла двигателя, масла и охлаждающей жидкости приняты соответствующими дизелю "Дойц" BF6M1013 FC [3] и соответственно равны $m_{мет}$ = 570 кг, $m_м$ = 17 кг, $m_{ож}$ = 53 кг.)

Расчёт теплопотребления салона автобуса при стационарном режиме отопления

В холодный период года теплота из кабины АТС передается через стенки и с выходящим воздухом через неплотности и вытяжные отверстия. Суммарные теплопотери салона в холодный период года рассчитываются по формуле 2. Непрозрачные стенки кабины современных автобусов состоят из нескольких слоев. Стенка и крыша кабины автобуса обычно выполняются из стального оцинкованного листа толщиной δ = 1 мм, с коэффициентом теплопроводности λ = 50 Вт/м · °С, уплотняются пенополиуретаном толщиной δ = = 40 мм, с коэффициентом теплопроводности λ = 0,04 Вт/м · °С, и обиты материалом ПВХ толщиной δ = 3 мм, с коэффициентом теплопроводности λ = 0,03 Вт/м · °С. Пол состоит из древплиты толщиной δ = 25 мм, с коэффициентом теплопроводности λ = 0,03 Вт/м · °С, покрытой резиновым материалом "автолин" толщиной δ = 2,5 мм, с коэффициентом теплопроводности λ = 0,19 Вт/м · °С. Окна застеклены обыкновенным стеклом δ = 5 мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{ст}$ = 0,76 Вт/м · °С.

Площади поверхностей ограждений салона 12-метрового автобуса большого класса, например "Волгабус-5270" удобно классифицировать по составу теплоизоляции: площадь прозрачных ограждений $S_{пр} \approx 23$ м^2 (ветровое стекло — 3,86 м^2, боковые — 18,1 м^2, заднее — 1,24 м^2); площадь непрозрачных ограждений кузова $S_{непр}$ = 49 м^2 (боковины — 14,13 м^2, передняя вертикальная поверхность — 1,3 м^2, крыша — 30,63 м^2, задняя вертикальная поверхность — 2,61 м^2); площадь пола $S_{пол}$ = 32,37 м^2.

Процесс теплопередачи многослойной стенки характеризуется коэффициентом теплопередачи k, (формула 3), определяющим количество теплоты, проходящей через стенку с площадью поверхности 1 м^2 в единицу времени при разности температур воздуха с внутренней и наружной сторон стенки, равной 1 °С. Для расчёта входящих в формулу 3 коэффициентов теплоотдачи существует несколько различных эмпирических формул. Исходя из рекомендаций [4], при турбулентном режиме течения воздуха вблизи поверхности стенки коэффициент теплоотдачи наружной поверхности стекла может быть определён по формуле 4, а коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности стекла — по формуле 5.

Расчёт количества подаваемого тепла для компенсации потерь через открытые проёмы дверей на остановках

Важная составляющая в тепловом балансе городского автобуса — потеря тепла через проемы дверей, открывающихся на остановках. Тепло из салона уходит через них из-за разности давлений снаружи $P_н$ и внутри $P_{вн}$ салона, которая вызвана разностью плотностей воздуха. Такой режим поступления холодного воздуха в салон называется режимом втекания "через нейтраль" (рис. 2). Этот

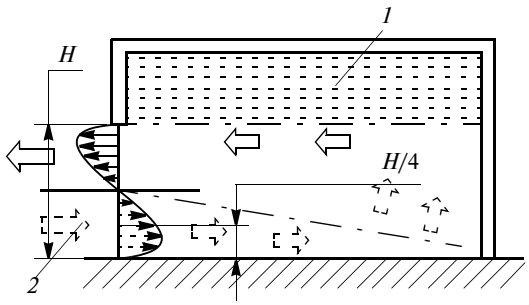


Рис. 2. Режим поступления холодного воздуха в салон автобуса: *1* — подушка теплого воздуха; *2* — холодный воздух

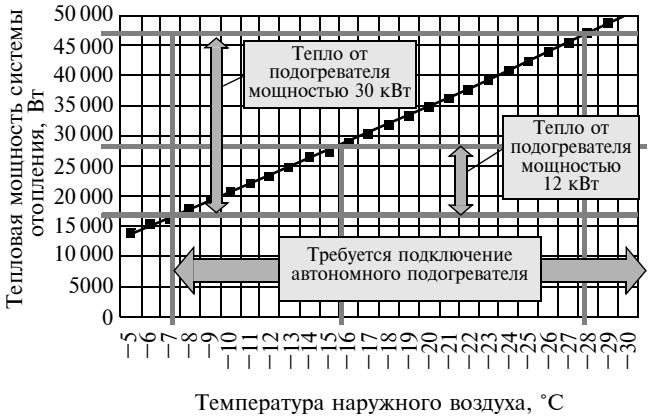


Рис. 3. Зависимость требуемой тепловой мощности системы отопления салона городского автобуса от температуры наружного воздуха

процесс характеризуется тем, что имеет равенство массовых расходов поступающего холодного воздуха и вытекающего тёплого.

У любого вертикального отверстия разность гравитационного давления снаружи и внутри помещения изменяется по высоте. Рассчитаем разность давлений снаружи $P_н$ и внутри $P_{вн}$ салона при поступлении холодного воздуха в центре нижней половины проёма по формуле 6, количество входящего холодного воздуха, проходящего в салон через нижнюю часть проёма дверей, — по формуле 7, а количество тепла, требуемое на нагрев холодного воздуха, поступающего через два дверных проёма салона на остановках, — по формуле 8.

Определим среднее значение теплопроизводительности системы отопления автобуса $\overline{Q}$ в городском цикле движения по формуле 9. В качестве примера типового городского маршрута возьмём маршрут № 14 в городе Волжском. Здесь время движения между конечными остановками составляет 34 минуты, время высадки и посадки пассажиров — 0,5 минуты, количество остановок — 10. Таким образом, доля времени движения автобуса с закрытыми дверями n_1 = 86 %, а доля времени нахождения автобуса с открытыми дверями на остановке n_2 = 14 % от общего времени.

Используя формулы (2—9), проведем расчёты и построим график зависимости потребной тепловой мощности для поддержания допустимой температуры воздуха в пассажирском салоне +15 °С и на рабочем месте водителя +16 °С в зависимости от температуры окружающей среды (рис. 3). Из графика видно, что количества тепла, поступающего в пассажирский салон и в кабину водителя автобуса от подогревателя мощностью 30 кВт и от системы охлаждения двигателя (16 кВт), достаточно для поддержания допустимой по нормативу внутренней температуры воздуха при наружной температуре до −28 °С. Подогреватель мощностью 20 кВт не сможет обеспечить минимальную по нормативу температуру внутреннего воздуха при температуре наружного ниже −22 °С. Подогреватель же мощностью 12 кВт не сможет обеспечивать минимальную по нормативу температуру +15 °С в салоне при температуре за бортом ниже −17 °С.

Теплопотребление салона автобуса при нестационарном режиме разогрева

Согласно нормативным требованиям система отопления автотранспортного средства, исполненного для эксплуатации в умеренном климатическом районе, должна при температуре окружающей среды до −25(±2) °С через 15 минут после начала движения автомобиля прогревать воздух до температуры не ниже +16 °С в зоне ног водителя, а у его головы — не менее чем до +10 °С. Прогрев воздуха в салоне в переходный (пусковой) период прогрева кабины до +15 °С, за 15 минут после начала движения, требует дополнительного количества тепла. Это тепло расходуется на нагрев воздуха, стенок и внутреннего оборудования салона.

При аналитическом описании нестационарного режима обогрева кабины принимаются некоторые допущения [4], позволяющие упростить расчёт: стенки кабины считаются плоскими и однородными, процесс теплопередачи через стенки происходит только по толщине, распределение температуры по толщине стенки в каждый момент времени определяется линейной зависимостью, коэффициенты теплоёмкости и теплопроводности стенок при изменении температуры изменяются незначительно, воздух в кабине нагревается одновременно во всех элементарных объёмах, температура воздуха, выходящего из кабины через вытяжные отверстия и неплотности, примерно равна температуре стенок у отверстий и неплотностей.

Стенки кабин автомобилей в действительности являются многослойными. Температурный перепад между наружной средой с температурой $t_н$ и воздухом кабины с температурой $t_в$ гасится на теплоизоляции, так как ее тепловое сопротивление составляет не менее (90—95)% от общего теплового сопротивления наружной стенки. Наружное ограждение салона прогревается не на всю толщину, поэтому для упрощения расчёта будем считать, что прогрев пенопластовой изоляции и древплиты пола, прозрачных ограждений кузова будет происходить на половину их толщины. Теп-

лота отопителей, расходуемая на разогрев стенок, материалов облицовки, каркаса передка, панели приборов, материалов сидения кабины автобуса вычисляется по формуле 10.

Рассчитаем теплоту, расходуемую на нагрев материалов в кабине автобуса от температуры −25 до +15 °С за 15 минут. Результаты расчета представлены в табл. 3. Построим (по формуле 10) график зависимости времени прогрева воздуха в пассажирском салоне до температуры +15 °С, на рабочем месте водителя до температуры +16 °С от температуры наружного воздуха (рис. 4), используя в расчётах данные характеристик материалов салона из табл. 3.

Из полученного графика видно, что после начала движения с прогретым до рабочей температуры двигателем подогрев кабины водителя и пассажирского салона автобуса большого класса, например — "Волгабус-5270", до температуры +15 °С за нормативное время 15 минут невозможен. При температуре наружного воздуха −5 °С подогреватель тепловой группы 05ж мощностью 30 кВт справится с этой задачей за 30 минут, подогреватель тепловой группы 04ж мощностью 20 кВт — за 54 минуты, подогреватель тепловой группы 03ж мощностью 12 кВт только за 1,5 часа. При наружной температуре −15 °С, характерной для средней температуры января на большей части Европейской России, подогреватель мощностью 30 кВт подогреет салон работающего на линии городского автобуса до температуры +15 °С за 1 ч 24 мин, подогреватель мощностью 20 кВт — за 3 ч 42 мин. Подогреватель мощностью 12 кВт сможет прогреть салон до нормативной температуры лишь при условии, что наружная температура не опус-

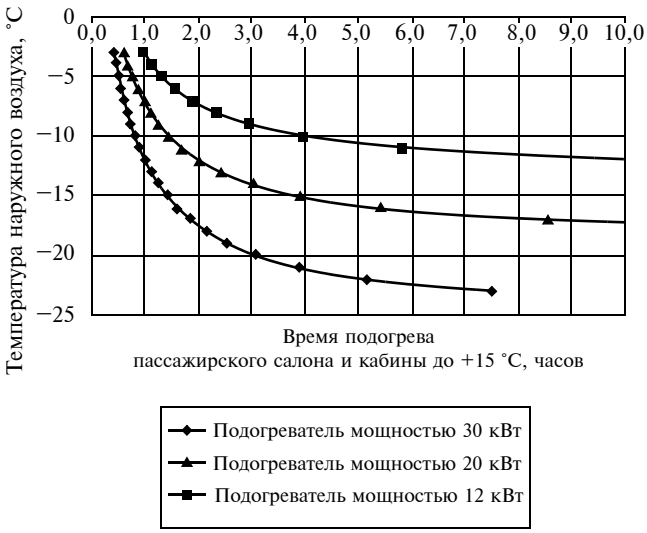


Рис. 4. Зависимость времени прогрева (до +15 °С) салона автобуса большого класса от температуры окружающей среды при применении автономных подогревателей мощностью 12, 20 и 30 кВт

Таблица 3

Элементы автобуса	Характеристики материалов кабины водителя и пассажирского салона					
	Толщина, м	Площадь, $м^2$	Объем, $м^3$	Плотность, $кг/м^3$	Масса, кг	Теплоемкость, кВт/кг
Древплита пола	0,025	32,37	0,80	900	728,0	2,4
Стекла боковые	0,005	27,20	0,13	2200	299,2	0,83
Стекло ветровое	0,0065	2,5	0,02	2200	35,7	0,83
Стальные пластины редуктора и панели управления	—	—	—	—	7,0	1,49
Стальные панели кабины	0,0005	4,5	0,01	7750	17,4	0,49
Пенополистерол теплоизоляции кузова	0,04	48,83	1,95	10	19,5	2,3
Пластик внутренней обшивки	0,003	75,71	0,23	700	159,0	1,17
Покрытие пола автолин	0,0025	32	0,08	1400	112,0	1,5
Губчатая резина сидения			0,04	300	384,2	2
Металлическая арматура сидения	—	—	—	—	580,0	0,49
Пластик панели управления, руля	—	—	—	—	12,0	1,17
Текстолит панели передка	—	—	—	—	15,0	1,47
Поручни из трубы 32 × 2,5 мм					54,6	0,49
Воздух в салоне			70	1,22	85,4	1,005

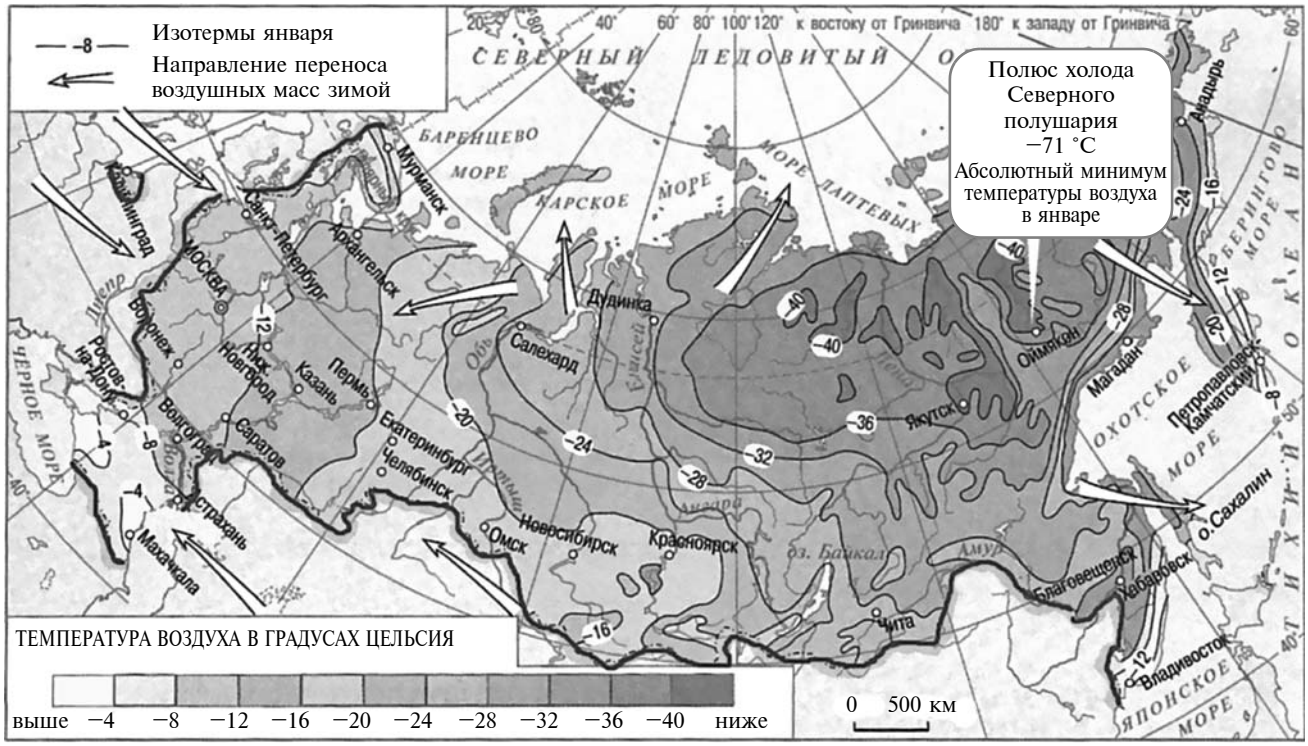


Рис. 5. Распределение среднесуточной температуры воздуха на территории России в январе

тится ниже −12 °С, причем прогрев будет длиться около 10 часов.

Таким образом, выполненный расчёт позволяет сделать выводы о возможности применения автономных жидкостных подогревателей разных групп стандартного теплового ряда.

Так, подогреватели тепловой группы 05ж (30 кВт), способные разогреть двигатель от температуры −25 °С до пусковой +5 °С за 7 минут, за 1,5 часа — прогревать салон до +15 °С при наружной температуре −15 °С и поддерживать допустимую по нормативу температуру в автобусах большого класса при наружной температуре до −28 °С, рекомендуется использовать в европейской и западносибирской частях России (рис. 5), расположенных между изотермами января −8 °С, проходящей по линии Астрахань—Калач на Дону, и −24 °С, проходящей по линии Салехард—Красноярск—Байкал и на юге Приморского края.

Подогреватели тепловой группы 04ж (20 кВт) способны разогревать двигатель от температуры −25 °С за 11 минут до минимальной пусковой температуры, примерно за 1 час прогревать салон до +15 °С при наружной температуре −8 °С и поддерживать комфортную температуру в автобусах большого класса (длиной 11,5...12 м) при наружной температуре до −21 °С. Такие подогреватели возможно использовать на автобусах большого класса в южной части европейской России (южнее изотермы января −8 °С по линии Астрахань—Калач на Дону). На автобусах же среднего класса (длиной до 8 м) подогреватели этой группы обеспечат быструю тепловую подготовку двигателя и соответствующий нормативу нагрев воздуха салона в европейской и западносибирской частях России (так как внутренний объём автобуса среднего класса примерно на 30 % меньше).

Подогреватели тепловой группы 03ж (12 кВт) на автобусах большого класса не способны обеспечить быстрый предпусковой подогрев двигателя и разогрев салона, его мощности недостаточно и для поддержаний комфортной температуры. Однако такие подогреватели можно применять на автобусах среднего класса южнее изотермы января −8 °С, проходящей по линии Астрахань—Калач на Дону.

Литература

1. Крамаренко Г.В., Николаев В.А., Шаталов А.И. Безгаражное хранение автомобилей при низких температурах. — М.: Транспорт, 1984. — 135 с.
2. Груза Г.В., Ранькова Э.Я. Наблюдаемые и ожидаемые изменения климата России: температура воздуха. — Обнинск: ФГБУ "ВНИИГМИ-МЦД", 2012. — 194 с.
3. Инструкция по эксплуатации двигателей Дойтц 1012-1013. ДОЙТЦ АГ. — 115 с.
4. Хохряков В.П. Вентиляция, отопление и обеспыливание воздуха в кабинах автомобилей. — М.: Машиностроение, 1987. — 149 с.

УДК 629.014.17

ПОПЕРЕЧНАЯ КАЧКА ДВУХЗВЕННЫХ АМФИБИЙНЫХ МАШИН

ЧИЧЕРОВ В.М., канд. техн. наук **ЗАЙЦЕВ С.В.**,
д-р техн. наук **ГЛАДОВ Г.И.**
МАДИ (sajcew@rambler.ru),
МГТУ имени Н.Э. Баумана

Описана проблематика использования двухзвенных амфибийных машин во время преодоления водных преград и возникающая при этом качка. Обоснована необходимость проведения исследований в данном направлении для выявления особенностей эксплуатации данного вида транспортных средств на воде.

Ключевые слова: *амфибия, двухзвенная плавающая машина, качка, преодоление водных преград.*

Chicherov V.M., Zaitsev S.V., Gladov G.I.

TWO-SECTION AMPHIBIOUS VEHICHLES ROLLING

This article describes the problems of using of two-section amphibious vehicles overcoming water obstacles and the resulting rolling. The necessity of conducting research in this area to identify operation features of this type of vehicles on the water.

Keywords: *amphibian, two-section vehicles, rolling, overcoming water obstacles.*

Для передвижения, доставки людей и грузов в сложных климатических условиях и условиях сильного бездорожья, к которым относятся болото, снежная целина, пересечённая лесистая местность, вечная мерзлота и водные преграды в виде рек, озёр, водохранилищ, морских прибрежных зон — лучше всего себя зарекомендовали двухзвенные гусеничные амфибийные машины. Преодоление водных преград с помощью амфибийных машин представляет особый интерес в современных условиях, поскольку не требует временных и материальных затрат на наладку переправы или поиска брода. Благодаря особенностям конструкции, машины данного класса обладают большой грузоподъёмностью и грузовместимостью в сочетании с высокими показателями проходимости и маневренности [1].

Изначально машины данного класса создавались для северных и дальневосточных рубежей страны, для освоения которых требовались снегоболотоходы, в том числе и двухзвенные, большой грузоподъёмности. Разработки семейства машин, отвечающих всем необходимым требованиям, велись с 1960 по 1980 г. В начале 1980 г. было создано семейство двухзвенных гусеничных транспортеров семейства "Витязь" (рис. 1). В серии были представлены машины двух классов: двухзвенные гусеничные плавающие транспортёры ДТ-10П, ДТ-20П и ДТ-30П (табл. 1) и "сухопутные" ДТ-10, ДТ-20 и ДТ-30 аналогичных грузоподъёмностей. Серийное производство этих транспортёров было налажено на Ишимбайском заводе транспортного машиностроения по производству наземных транспортных средств высокой проходимости, в настоящее время — ОАО "МК "Витязь".

Одна из сфер использования амфибийных двухзвенных машин — рейдовая разгрузка судов, с помощью которых идёт поставка грузов, как в летний так и зимний период навигации, в районы Заполярья, Восточной и Западной Сибири, Дальнего Востока, Чукотки, Камчатки и по сибирским судоходным рекам Обь, Енисей и Лена.

На больших акваториях и в прибрежной полосе морей и океанов редко стоит тихая штилевая погода. За счёт ветра на водной поверхности создаются волны различной балльности. В основном амфибийные машины могут эксплуатироваться при волнении до 3 баллов, однако конструктивно приспособленные могут работать и при 5 баллах

Рис. 1. Двухзвенный гусеничный транспортёр семейства "Витязь"

Таблица 1

Параметр	Технические характеристики транспортеров "Витязь"		
	ДТ-5П	ДТ-10П	ДТ-30П
Масса в снаряженном состоянии, т	12	21,5	28
Грузоподъемность, т	5	10	30
Число мест в кабине	4	5	5
Максимальная длина перевозимого груза, м	7	10	13
Мощность двигателя, л.с.	360	710	710
Максимальная скорость движения по суше, км/ч	40	37	37
Максимальная скорость на плаву	5	5	5
Среднее удельное давление на грунт, кг/см^2	0,2	0,22	0,3
Запас хода по топливу, км	500	500	500
Максимальный угол подъема или спуска на сухом грунте, °	35	35	30
Максимальный угол крена, °	20	20	15

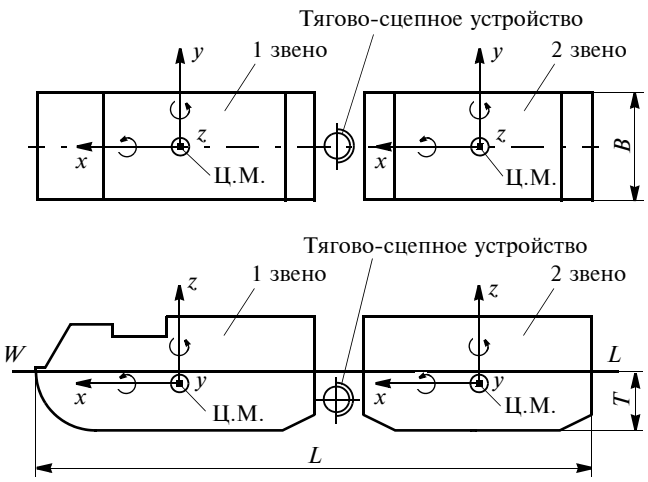


Рис. 2. Степени свободы двухзвенной амфибийной машины

волнения [2]. Свойство, позволяющее оценить приспособленность амфибийных машин к безопасной эксплуатации в условиях морского и озёрного волнения и ветра, называется мореходностью. При движении в таких условиях амфибийные машины совершают различные колебательные движения, совокупность которых называется качкой, практически не исследованной для двухзвенных транспортёров. Наряду с ранее рассмотренными [3] маневренными свойствами качка является важным эксплуатационным свойством двухзвенных амфибийных машин. Исследование качки необходимо для того, чтобы выявить условия возможной эксплуатации двухзвенных амфибийных машин на воде, а также дать рекомендации по увеличению запаса плавучести и мореходности.

Отличительной особенностью двухзвенных амфибийных машин является наличие узла сочленения — тягово-сцепного устройства. В отличие от однозвенных машин, число степеней свободы на воде у двухзвенных амфибийных машин определяется конструкцией тягово-сцепного устройства (рис. 2).

Движение транспортёра на плаву, его качку можно рассматривать как совокупность колебаний, происходящих в шести степенях свободы твёрдого тела. Выделяют следующие виды качки: вертикальную, поперечную, килевую, продольно-горизонтальную, поперечно-горизонтальную, рысканье.

Вертикальная качка — это колебания вдоль вертикальной оси транспортёра, попеременное всплытие и погружение. Поперечная — вращательные колебания вокруг продольной оси амфибийной машины, попеременный крен на левый и правый борт. Килевая — колебания относительно поперечной оси транспортёра, попеременный дифферент на нос и на корму. Продольно-горизонтальная качка — поступательное колебательное движение амфибийной машины в направлении её хода. Поперечно-горизонтальная — поступательное колебательное движение амфибийной машины в направлении, параллельном плоскости мидель-шпангоута (сечение корпуса в вертикальной поперечной плоскости, расположенное в центре машины). Наконец, рысканье — это вращательное колебательное движение вокруг вертикальной оси, проходящей через центр масс амфибийной машины [4]. Первые три вида качки выделяют как основные, потому что именно они сопровождаются возникновением силы плавучести и восстанавливающих моментов, которые стремятся вернуть транспортное средство в исходное положение и оказывают самое существенное влияние на движение машины на воде.

Наиболее опасной для двухзвенного транспортёра, находящегося на плаву, является поперечная качка, так как она вызывает наибольшие углы наклона машины, во время движения по воде. Общий вид дифференциального уравнения поперечной качки [4] двухзвенного транспортёра можно представить в виде формулы 1 (табл. 2). В данном

Таблица 2

№	Формула	Примечания
1	$\ddot{Q} + 2\nu\dot{Q} + n^2 Q = 0$	2ν — относительный коэффициент сопротивления демпфирования с учетом влияния сопротивления воды; n — частота свободных колебаний транспортера в поперечной плоскости с учетом сопротивления воды; Q — угол крена
2	$2\nu = k/(I_X + \lambda_{44})$	k — коэффициент сопротивления поперечной качки; I_X — момент инерции плавающего транспортера относительно оси x; λ_{44} — присоединенный момент инерции воды относительно оси x
3	$n = \sqrt{Gh_0/(I_X + 44\lambda)}$	G — сила тяжести машины, а h_0 — поперечная начальная метацентрическая высота
4	$Q = Ae^{-\nu t}\cos(\omega t + \varphi)$	ω — частота поперечной качки машины при наличии сил сопротивления воды; φ — начальная фаза колебаний
5	$\omega = \sqrt{n^2 - \nu^2}$	—

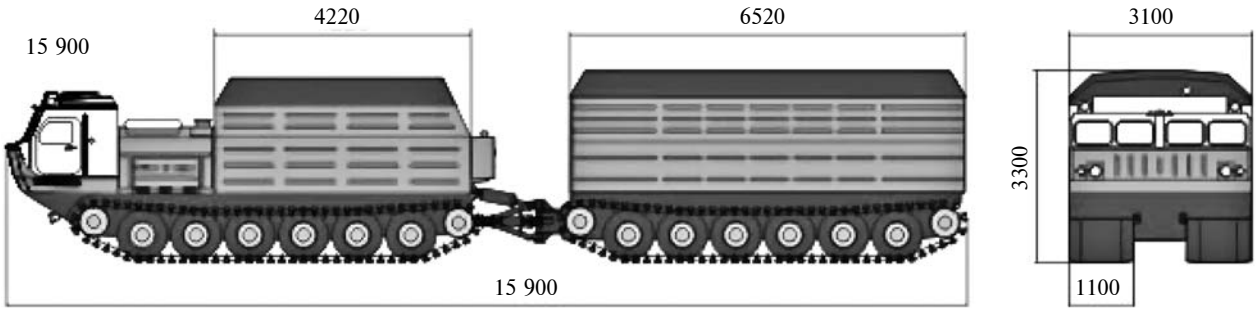


Рис. 3. Общий вид транспортёра ДТ-30П

уравнении относительный коэффициент сопротивления демпфирования с учётом влияния сопротивления воды вычисляется по формуле 2, а частота свободных колебаний транспортёра в поперечной плоскости с учётом сопротивления воды определяется формулой 3. Общий интеграл уравнения 1 может быть представлен в форме выражения 4, входящая в состав которого начальная фаза колебаний φ находится по формуле 5. Произвольные постоянные интегрирования A и φ определяются из начальных условий. Если $t = 0$, $Q = Q_0$ и $\omega = q = 0$, то $\mathrm{tg}\varphi = -\nu/\omega$, а $A = Q_0/\cos\varphi$.

Характер колебаний плавающей машины непрерывный, постепенно затухающий и не является чисто гармоническим. Сопротивление воды уменьшает частоту колебаний плавающей машины и увеличивает их период. Однако влияние сопротивления воды на частоту и период свободных колебаний обычно невелико, так как относительный коэффициент сопротивления ν, как правило, незначителен по сравнению с частотой n.

Предварительный расчёт поперечной качки двухзвенного транспортёра на спокойной воде можно произвести по формуле 1, воспользовавшись методикой, описанной Маковым Ю.Л. [4]. Колебания на спокойной воде могут происходить под действием статической или динамической силы, например: рывок троса, буксирование, ветровая нагрузка. Для определения начальных параметров амфибийной машины можно использовать метод кренования, с помощью которого определяется восстанавливающий момент в зависимости от угла крена.

В качестве исходных данных для расчётов используем технические характеристики транспортёра ДТ-30П (рис. 3). Диаграмма поперечной статической остойчивости для определения восстанавливающих моментов транспортёра ДТ-30П на разных углах крена [2] приведена на рис. 4. На диаграмме представлена зависимость восстанавливающего момента $M_{вос}$ двухзвенного транспортёра от поперечного угла крена машины при условии полной герметизации надводных частей корпусов. На диаграмме обозначен угол заливаемости $\theta_{зал}$, который является критичным и после которого может начинаться затопление транспортёра (если надводная часть корпусов не выполнена герметичной). В табл. 3 приведены графики

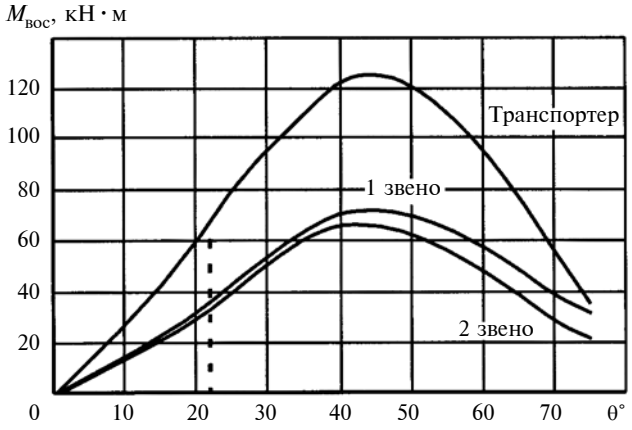


Рис. 4. Диаграмма поперечной статической устойчивости транспортёра ДТ-30П

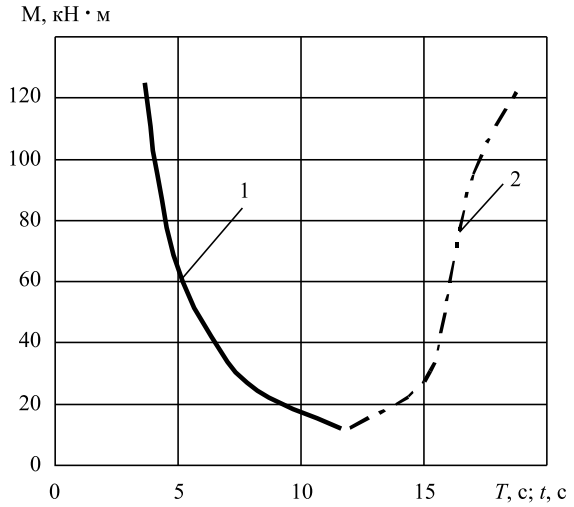


Рис. 5. Влияние восстанавливающего момента на период (1) и время затухания (2) колебаний

Таблица 3

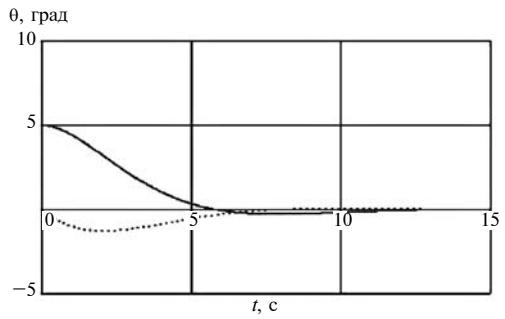
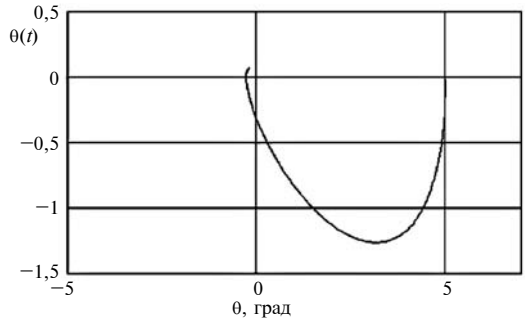
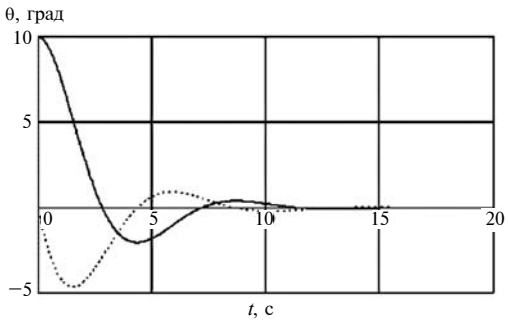
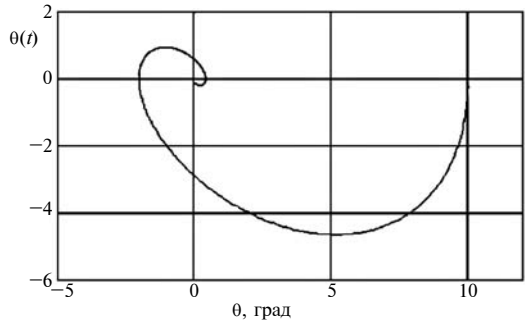
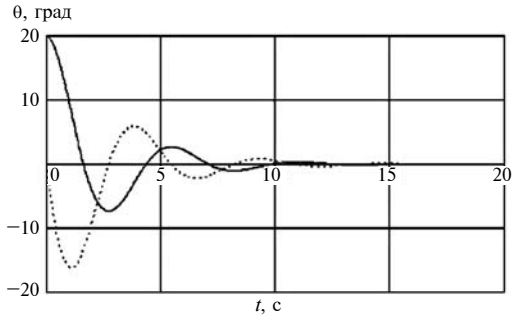
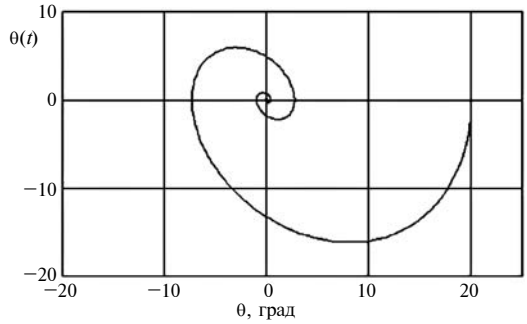
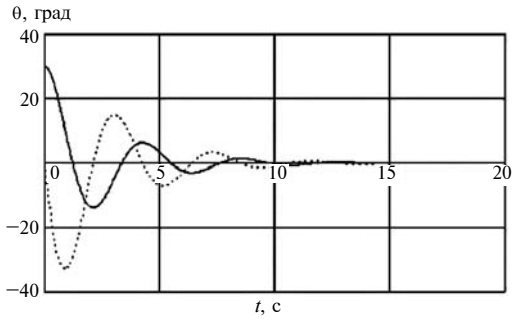
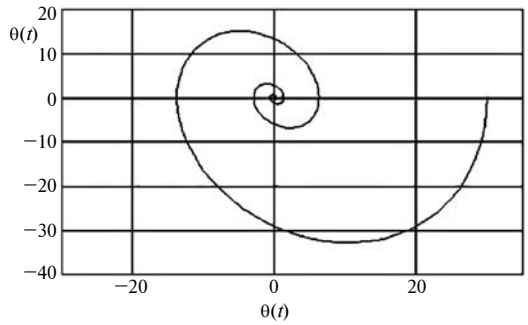
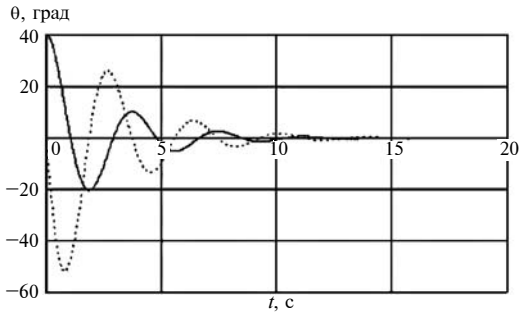
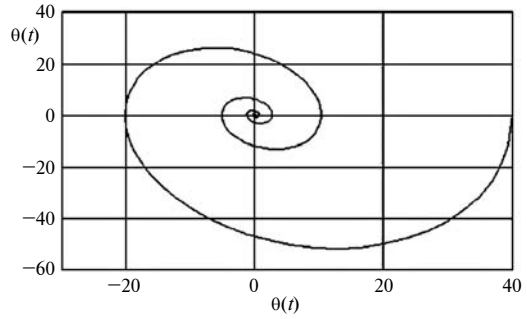
Угол, °	Свободные затухающие колебания в поперечной плоскости транспортера θ(*t*)	Угловая скорость в поперечной плоскости транспортера $\frac{d}{dt}\theta(t)$
5		
10		
20		
30		
40		

Таблица 4

Угол крена, °	Восстанавливающий момент, кН · м	Частота поперечной качки, $с^{-1}$	Период колебаний, с	Время затухания колебаний, с	Логарифмический декремент затухания колебаний
5	12	0,398	11,615	12	2,896
10	27	0,724	7,743	15	1,591
20	60	1,153	5,194	16	0,999
30	95	1,477	4,128	17	0,78
40	125	1,693	3,628	19	0,68

дифференциальных зависимостей свободных затухающих колебаний, а также дифференциальных зависимостей угловой скорости в поперечной плоскости плавающего двухзвенного гусеничного транспортёра ДТ-30П, полученные с разными углами крена.

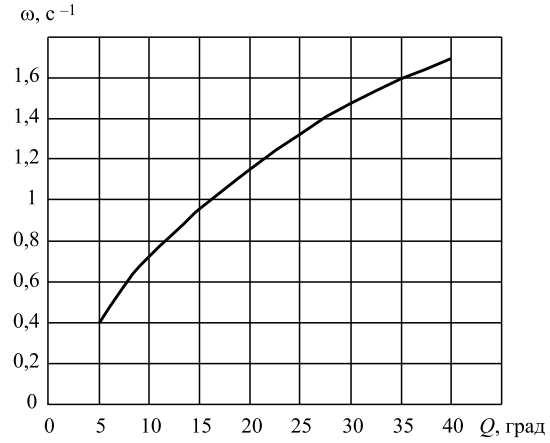


Рис. 6. Зависимости частоты колебаний от угла крена двухзвенной амфибийной машины

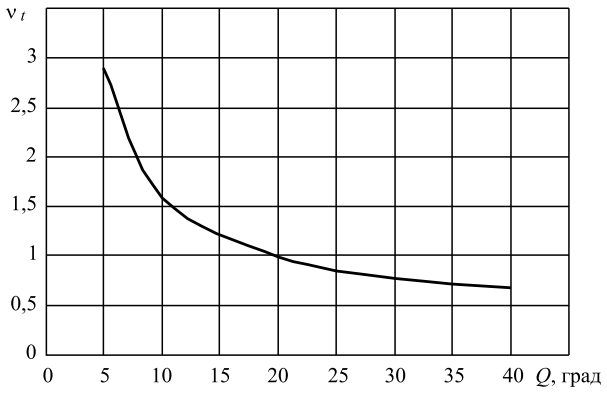


Рис. 7. Зависимости декремента затухания от угла крена двухзвенной амфибийной машины

В результате проведённых расчётов получены данные по изменению частоты поперечной качки, периода колебаний и времени их затухания в зависимости от изменения угла крена транспортёра, сведённые в таблицу 4. На основании полученных данных построены зависимости влияния восстанавливающего момента на период и время затухания колебаний (рис. 5), а также зависимости частоты колебаний и декремента затухания от угла крена (рис. 6, 7).

Полученные результаты показали, что колебания двухзвенной плавающей гусеничной машины непрерывные и постепенно затухающие, при этом наблюдается характерное отставание угловой скорости от угла её крена. С ростом крена наблюдается уменьшение логарифмического декремента затухания колебаний и увеличение частоты поперечной качки плавающей машины. Для вынесения заключений и рекомендаций требуется уточнение количественных характеристик, т.е. пространственных (углы крена, дифферента) и временных (период, частоту, начальную и полную фазу колебаний) с учётом особенностей двухзвенных амфибийных машин.

Литература

1. 4x4info. Сочленённые боевые машины. URL: http://www.4x4info.ru/posts/sochlenennyie-boevyie-mashinyi. (Дата обращения: 05.03.2016).
2. Степанов А.П. Проектирование амфибийных машин / А.П. Степанов. — М.: Мегалион, 2007. — 420 с.: ил.
3. Гладов Г.И., Зайцев С.В. Способы совершенствования маневренных свойств двухзвенных амфибийных машин // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 5.
4. Маков Ю.Л. Качка судов: учеб. пособие / Ю.Л. Маков. — Калининград: Изд-во ФГОУ ВПО "КГТУ", 2007. — 321 с.

УДК 621-038:629.113

СПОСОБ ЗАЩИТЫ ТОПЛИВНЫХ БАКОВ ОТ АТМОСФЕРНЫХ ЗАГРЯЗНЕНИЙ

Д-р техн. наук **УДЛЕР Э.И.**,
кандидаты техн. наук **ИСАЕНКО В.Д.**, **ИСАЕНКО П.В.**
и **ИСАЕНКО А.В.**
Томский ГАСУ (isaenko_pv@mail.ru)

Изложены результаты лабораторных испытаний масляного пылеуловителя для задержания атмосферно-дорожной пыли при "дыхании" мобильных машин с дизельными двигателями.

Ключевые слова: *машина, дизельное топливо, топливный бак, запылённость воздуха, пылеуловитель, эффективность очистки.*

Udler E.I., Isaenko V.D., Isaenko P.V., Isaenko A.V.

WAY TO PROTECT FUEL TANKS FROM ATMOSPHERIC POLLUTION

The article describes the results of laboratory tests of the dust collector oil to arrest atmosphere-road dust when the "breath" of mobile machines with diesel engines.

Keywords: *machine, diesel fuel, fuel tank, air dustiness, dust cleaning, cleaning efficiency.*

От чистоты применяемых топлив во многом зависит надёжность двигателей внутреннего сгорания транспортных машин. Особенно — дизелей с их "тонкой" топливной аппаратурой: прецизионные пары ТНВД требуют практически полного отсутствия в топливе механических примесей, что и отражено в ГОСТ 305—2013. К сожалению, дизельное топливо на всех этапах своего жизненного цикла (производство, транспортирование, хранение, потребление) насыщается различными примесями, в том числе и атмосферной пылью. Поэтому в топливных системах дизельных АТС конструктивно предусмотрены топливные фильтры грубой и тонкой очистки, призванные улавливать твёрдые, абразивные частицы размером до десятка микрон [1].

Практика показывает, что основным носителем загрязнения дизельного топлива при его потреблении служит топливный бак машины, аккумулирующий в "огромных" количествах атмосферно-дорожную пыль. И основная причина кроется в отсутствии на баках эффективных фильтрующих устройств, защищающих топливо от проникновения в бак пыли при "малых дыханиях" системы [2, 3].

Процесс накопления примесей в баке машины с дизельным двигателем можно описать дифференциальным уравнением материального баланса — формула 1 в табл. 1. Уравнение связывает текущую загрязнённость топлива (слева) и разницу

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$\rho_T(Q_б - q_T\tau)d_c = a_б d\tau - \rho_T i q_T \eta_o c d\tau$	$Q_б$ — объем бака; q_T — объемный расход топлива дизелем; i — кратность циркуляции топлива в системе топливоподачи; c — текущая массовая концентрация загрязнений в баке; $a_б$ — скорость поступления загрязнений в бак; η_o — общий коэффициент очистки топлива в системе; ρ_T — плотность топлива в системе
2	$c_б^\tau = a_б/(\rho_T q_T в_ф)[1 - (1 - Q_T/Q_б)^{вф}] + c_з(1 - Q_T/Q_б)^{вф}$	$в_ф = i\eta_o$
3	$c_б^\tau = c_з a_б/(\rho_T q_T)[-\ln(1 - Q_T/Q_б)]$	$в_ф = 0$ $(\eta_o \to 0)$
4	$a_б = a_б^\tau \beta_з$	$\beta_з = 1 - \eta_{ул}$
5	$\tau_{дв} = thL/q_в$	t — шаг спирали; h — высота канала; $q_в$ — объемный расход очищаемого воздуха
6	$\tau_{ос} = h/V_{ос} = 18\gamma_в h/[(\rho_ч/\rho_в)g d_ч^2]$	$V_{ос} = (\rho_ч/\rho_в)g d_ч^2/(18\gamma_в)$
7	$L^2 = h^2 + \pi^2 D^2(D/(4t) - d/D)^2$	—
8	$(h/D)^2 = (18\gamma_в q_в/[gD(\rho_ч/\rho_в)d_ч^2 t])^2 - \pi^2(D/(4t) - d/D)^2$	D — внешний диаметр спирали
9	$d_{ч\,min} = (18\gamma_в q_в/[gD(\rho_ч/\rho_в)t])^{0,5}[(h/D)^2 + \pi^2(D/(4t) - d/D)^2]^{-0,25}10^6$	—

между поступающими и задержанными фильтрами загрязнениями (справа).

После некоторых преобразований при $Q_т = q_т \cdot \tau$ формула приобретает вид выражения 2, где $в_ф = i \cdot \eta_о$ — параметр, учитывающий влияние комплексной очистки топлива в системе на накопление загрязнений в виде механических примесей в баке. При $в_ф = 0$ ($\eta_о \to 0$), когда очистка топлива в системе отсутствует, формулу 2 после раскрытия неопределённости, по правилу Лопиталя, следует применять в виде выражения 3.

Теоретически при полной герметизации топливной системы ($a_б \to 0$) содержание загрязнений в топливе будет определяться исключительно чистотой топлива, заливаемого в баки при заправке. Причём при уменьшающемся объёме топлива и условно-постоянном поступлении загрязнений их количество в баках растёт. Поэтому эффективными следует признать конструктивные мероприятия, направленные на предотвращение попадания механических примесей в топливные баки машин. В этом случае в рассматриваемой модели накопления загрязнений в баках машин параметр $a_б$ можно структурно представить формулой 4. Здесь $a_б^{\tau}$ — теоретическая скорость поступления загрязнений в незащищенный топливный бак; $\beta_з$ — коэффициент пропуска атмосферных загрязнений, выраженный через $\eta_{ул}$ — эффективность средств предотвращения попадания частиц загрязнений (улавливания) с помощью специальных устройств. Таким образом, очевидна необходимость установки на входе в топливный бак воздушного фильтра соответствующей тонкости очистки.

Авторами найдено простое техническое решение и на его основе создано эффективное устройство, обеспечивающее защиту топливных баков от механических примесей, основанное на гравитационном их осаждении в масляной ванне (рис. 1).

Процесс полного осаждения частиц атмосферной пыли размером $d_ч$ предполагает равенство времени их нахождения (движения) $\tau_{дв}$ в спиральном канале и времени их полного гравитационного осаждения $\tau_{ос}$. Время движения определяется отношением длины пути частицы в архимедовой спирали L к скорости движения воздуха (формула 5). Время осаждения определяется отношением пути осаждения частиц в спиральном канале высотой h к скорости осаждения $V_{ос}$ (формула 6), где скорость осаждения определяется известной формулой расчёта скорости гравитационного осаждения частиц плотностью $\rho_ч$ в воздухе плотностью $\rho_в$ с кинематической вязкостью $\gamma_в$. Конструктивная длина спирали L с учётом центральной трубки диаметром d может быть найдена из формулы 7.

Приравнивая выражения 5 и 6, получаем решение в виде формулы 8, определяющей соотношение основных конструктивных параметров пылеуловителя, обеспечивающих требуемую тонкость пылеулавливания по размеру задерживаемых частиц $d_ч$. Получена и формула для расчёта минимального размера частиц загрязнений, осаждае-

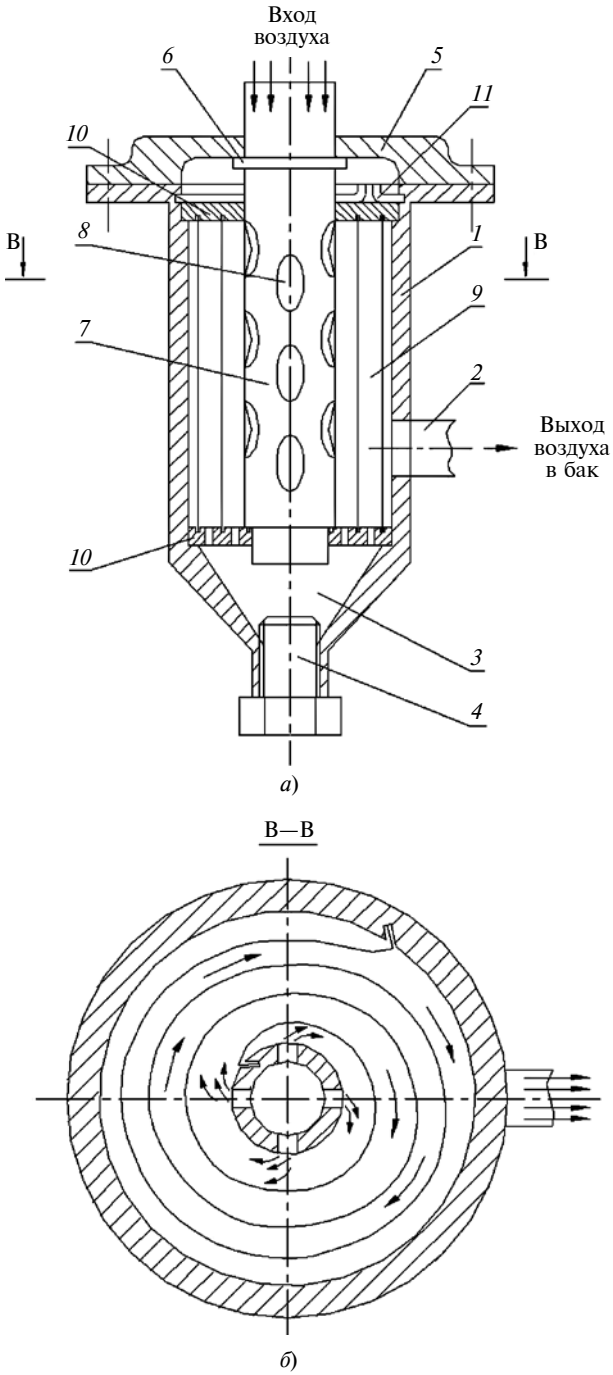


Рис. 1. Масляный пылеуловитель (патент РФ № 2257487):

а — сборочный чертёж; *б* — вид устройства архимедовой спирали; *1* — корпус; *2* — выходной патрубок; *3* — масляная ванна; *4* — сливная горловина; *5* — крышка; *6* — поясок опорный; *7* — центральная трубка; *8* — отверстия; *9* — металлическая лента-спираль; *10* — шайба опорная; *11* — стопорное кольцо

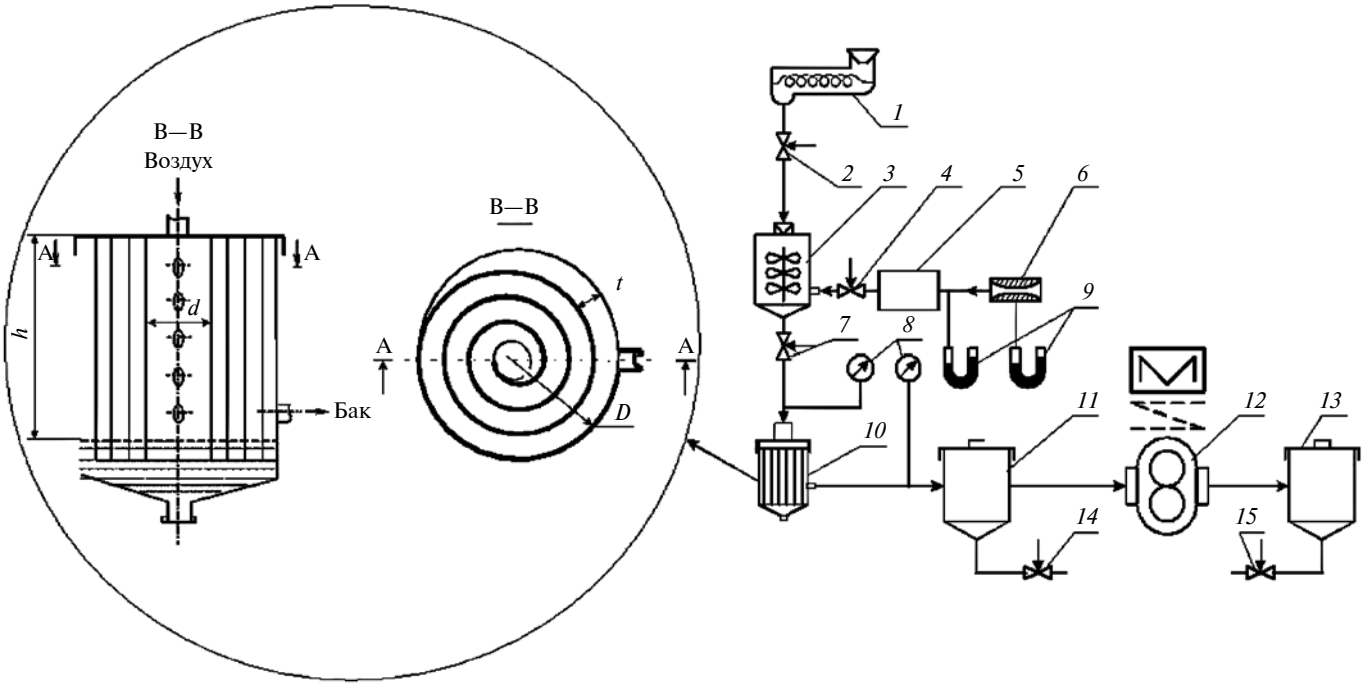


Рис. 2. Схема безмоторной установки для испытания масляного пылеуловителя:
1 — дозатор пыли; *2*, *4*, *7*, *14*, *15* — вентили; *3* — пылеобразователь; *5* — воздуходувка; *6* — измеритель воздуха; *8*, *9* — манометры; *10* — масляный пылеуловитель; *11* — топливный бак; *12* — регулируемый насос; *13* — сливной бак

мых в данном масляном пылеуловителе (формула 9). Формулы (8) и (9) позволяют теоретически анализировать влияние конструктивных параметров предлагаемого устройства на его эффективность.

Если известен дисперсный состав частиц пыли в воздухе и его математическое ожидание, то, зная $d_{ч\,min}$, можно определить относительную (по массе) долю улавливаемой пыли.

В качестве примера определим тонкость улавливаемых частиц $d_{ч\,min}$ масляного пылеуловителя, имеющего следующие конструктивные параметры: $D = 92 \cdot 10^{-3}$ м, $d = 20 \cdot 10^{-3}$ м, $t = 8 \cdot 10^{-3}$ м, $h = 92 \cdot 10^{-3}$ м. Физические свойства воздуха и пыли следующие: $\gamma_в = 15 \cdot 10^{-6}$ м^2/с, $\rho_ч = 2600$ кг/м^3, $\rho_в = 1{,}2$ кг/м^3, $g = 9{,}8$ м/с^2, $q_в = 9{,}53 \cdot 10^{-6}$ м^3/с, $d_{0,5} = 4{,}6 \cdot 10^{-6}$ м. По формуле 9 находим

$$d_{ч\,min} = (18 \cdot 15 \cdot 10^{-6} \cdot 9{,}53 \times \times 10^{-6}/[9{,}8 \cdot 92 \cdot 10^{-3} \cdot (2600/1{,}2) \cdot 8 \cdot 10^{-3}])^{0,5} \times \times [((92 \cdot 10^{-3})/(92 \cdot 10^{-3}))^2 + + 3{,}14^2 \cdot ((92 \cdot 10^{-3})/(4 \cdot 8 \cdot 10^{-3}) - - (20 \cdot 10^{-3})/(92 \cdot 10^{-3}))^2]^{-0,25} \cdot 10^6 = 4{,}426 \text{ мкм}.$$

Лабораторные испытания предлагаемого масляного пылеуловителя проведены по методике, позволяющей имитировать режимы "дыхания" топливного бака машины в условиях эксплуатации с целью оценки эффективности. В качестве загрязнений принята кварцевая пыль с удельной поверхностью $S_{уд} = 5600$ м^2/кг. Испытания выполнены на модели устройства с указанными конструктивными размерами (рис. 2). Для достоверности результатов было назначено пять режимов, отличающихся скоростью и расходом воздуха, регулируемые топливным насосом, и 16 циклов введения навесок кварцевой пыли. Результаты испытаний предоставлены в табл. 2.

Эффективность устройства оценивалась по коэффициенту улавливания $\eta_{ул}$ массы частиц загрязнения, осевших в его масляной ванне:

$$\eta_{ул} = (G_m - \rho_м \cdot Q_м) \cdot 100/(q_н \cdot m) = = (G_{отс}/G_о) \cdot 100, \%,$$

где G_m — масса слитого отстоя после m выполненных цикловых испытаний заданного режима; $G_о = q_н \cdot m$ — масса пыли, введённой с воздухом;

Таблица 2

Режим испытания	Величина навески пыли $q_н$, г	Масса пыли $G_п$, г	Масса слитого отстоя $G_о$, г	Коэффициент улавливания $\eta_{ул}$, %
1	15,353	245,6	239,355	97,55
2	14,964	293,4	239,480	98,38
3	15,268	244,3	239,509	98,98
4	18,487	295,7	230,317	97,75
5	15,306	244,9	239,321	97,73
среднее	15,875	244,3	239,416	98,21

Таблица 3

Место отбора пробы	Количество частиц в 1 мл топлива по размерам, мкм					
	до 5	6—10	11—15	16—20	21—35	свыше 35
На входе в пылеуловитель	34,4	17,3	23,6	15,3	7,5	1,9
Отстойная ванна	6,48	21,6	60,2	89,7	98,7	100
Топливный бак	93,2	77,5	38,0	9,88	1,5	0,0

$\rho_м$ и $Q_м$ — плотность и объём масла, залитого в масляную ванну; $q_н$ — масса разовой навески кварцевой пыли, вводимой в систему за один цикл; m — число циклов введения навесок пыли; $G_{отс}$ — масса пыли в масляном отстое.

Из баланса загрязнений и табл. 2 видно, что при среднем значении коэффициента улавливания, равном 98,21 %, в топливный бак системы поступает в среднем 0,25 г кварцевой пыли при расходе воздуха в пределах $(2—5) \cdot 10^{-5}$ м^3/с. Определение количества частиц пыли, пропущенной и задержанной масляным пылеуловителем, было выполнено с применением анализатора механических примесей ГРАН-152.1.

Результаты счётной концентрации частиц загрязнителя приведены в табл. 3, из которой следует, что масляный пылеуловитель в 3,5—4,0 раза снижает попадание в бак достаточно опасных абразивных частиц размером свыше 15 мкм.

Таким образом, лабораторными испытаниями установлено, что предлагаемое устройство обладает высокой эффективностью пылеулавливания, задерживая практически все частицы искусственного загрязнителя размером более 20 мкм при общей эффективности, доходящей до 98 %. Подобный масляный пылеуловитель может быть использован и для защиты резервуаров большой ёмкости при хранении в них топлив, масел и прочих спецжидкостей минерального происхождения.

Литература

1. Григорьев М.А. и др. Очистка топлива в двигателях внутреннего сгорания. — М.: Машиностроение, 1991. — 230 с.
2. Шевченко В.П. Повышение чистоты дизельного топлива в транспортных средствах, эксплуатируемых в сельскохозяйственном производстве Сибири: Дис. ... канд. техн. наук. — М.: 1985. — 196 с.
3. Рыбаков К.В. и др. Топливо в баках должно быть чистым // Автомобильный транспорт. — 1984. — № 10. — С. 24—26.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.43

ТЕХНОЛОГИЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ТЕРМОПЛАСТИЧЕСКИМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ С ОДНОВРЕМЕННЫМ УПРОЧНЕНИЕМ

Д-р техн. наук **ХРОМОВ В.Н.**
Орловский юридический институт МВД РФ
имени В.В. Люкьянова (chrom@orel.ru)

Показаны нетрадиционные способы термопластического деформирования металла для восстановления внутренних цилиндрических поверхностей деталей типа "полый цилиндр", изготовленных из железоуглеродистых сплавов, путём создания подвижного градиента температуры вдоль оси детали на примере гильзы цилиндра, а также возможность восстановления наружных цилиндрических поверхностей деталей типа "полый цилиндр" путем создания градиента температуры по радиусу детали на примере поршневого пальца автотракторных дизелей.

Ключевые слова: *технология ремонта автотракторных дизелей, восстановление деталей, упрочнение поверхностей, термопластическое деформирование, гильза цилиндра, поршневой палец.*

Khromov V.N.

TECHNOLOGY OF RESTORATION PARTS AUTOMOTIVE DIESEL ENGINES THERMOPLASTIC DEFORMING WITH SIMULTANEOUS HARDENING

The article shows the innovative ways of thermoplastic deformation of metal for the restoration of internal cylindrical surfaces of parts such as "hollow cylinder" made of iron-carbon alloys, by creating a rolling temperature gradient along the axis of the part on the example of the cylinder as well as the ability to restore the outer cylindrical surfaces of parts such as "hollow cylinder" by creating a temperature gradient along the radius detail on the example of the gudgeon pin automotive diesel engines.

Keywords: *repair technology automotive diesel engines, part restoration, surface hardening, thermoplastic deformation, cylinder liner, piston pin.*

Анализ затрат на ремонт отечественных и импортных автотранспортных средств показывает, что стоимость оригинальных запасных частей может достигать 85 % от общей стоимости ремонта. В настоящее время поставщики дизелей для АТС активно занимаются продвижением восстановленных в индустриальных условиях крупногаба-

ритных деталей. Себестоимость восстановления этих деталей составляет от 30 до 70 % от цены новых деталей.

Для отечественных и импортных АТС, эксплуатируемых в странах СНГ, проблема их технического сервиса стоит особенно остро. Повысить эффективность ремонта и снизить эксплуатационные затраты можно за счёт восстановления деталей, в том числе дорогостоящих, с использованием современных технологий [1]. И тем самым в значительной степени удовлетворить потребность в запасных частях для автотракторных дизелей. При этом себестоимость восстановления внутренней цилиндрической поверхности гильзы цилиндра дизелей, например, не превысит 25...35 % от стоимости новой детали.

Напомним: во всем мире продажа сложной машиностроительной продукции (автомобилей, строительной техники, тепловозов, дизелей и др.) приносит крупным компаниям лишь десятую долю прибыли, а девять десятых приносит гарантийное и послегарантийное обслуживание и ремонт этой техники. Вопросами обеспечения рационального сервиса занимается фирма-изготовитель. И начинает этим заниматься уже в период создания новой техники, причём размер затрат на эксплуатацию, техническое обслуживание и ремонт является одним из основных показателей её будущей конкурентоспособности. Практически всем базовым деталям сложной техники в развитых капиталистических странах дают вторую жизнь. Восстановление деталей за рубежом считают экономически выгодным. Различные фирмы успешно восстанавливают детали металлургического оборудования, авиационных реактивных двигателей, судовых дизелей и по другим отраслям экономики. Номенклатура деталей непрерывно расширяется и охватывает дорогостоящие и металлоемкие детали, определяющие ресурс работы машины. Расширение номенклатуры восстанавливаемых деталей — одна из важнейших проблем, которой заняты основные фирмы большинства индустриальных стран.

Технический сервис сложной и дорогостоящей техники, к каковой относятся АТС и их дизели, — весьма прибыльная область бизнеса и в новой России. За последние двадцать пять лет здесь создано множество компаний, занимающихся поставкой запасных частей для ремонта дизелей. Существенную конкуренцию частным компаниям-поставщикам могли бы составить индустриальные предприятия, занимающиеся восстановлением изношенных деталей с применением прогрессивного технологического оборудования и высококачественных материалов для нанесения различных покрытий на изношенные поверхности деталей.

Наиболее совершенный способ восстановления работоспособности дизелей — капитальный ремонт в специализированных цехах ремонтных предприятий. По сравнению с производственным процессом первичного изготовления машин такой ремонт, разумеется дешевле, но представляет собой более сложный комплекс работ вследствие специфических особенностей подготовки деталей к ремонту, базирования их при механической обработке и т.д. Однако именно таким образом в основном удается обеспечивать нормативные ресурсы отремонтированным дизелям. При специализации ремонта создаются хорошие предпосылки к поточной организации технологических процессов на основе типовых схем ремонта, включающей восстановление деталей, что приводит к снижению его себестоимости.

В России уже накоплен огромный опыт на основе рационального сочетания агрегатного и полнокомплектного ремонта как отечественных, так и зарубежных машин, использования новых и восстановленных деталей. Среди применяемых в ремонтном производстве способов восстановления деталей пластическая деформация занимает особое место. При использовании указанного метода восстановление первоначальных размеров детали осуществляется за счёт перераспределения материала самого изделия. В этом случае материал перемещают с нерабочих участков к изношенным поверхностям под направленным действием внешних или внутренних сил. Этот метод прост и экономичен.

Среди способов восстановления деталей пластической деформацией особое место занимает термопластическое деформирование, когда, нагревая и охлаждая восстанавливаемую деталь без приложения к ней дополнительных внешних сил от пресса, а, используя внутренние механизмы деформирования металла, достигают сохранения её объёма и перераспределения металла на рабочие изношенные поверхности с одновременным их упрочнением. В первую очередь, это детали типа "полый цилиндр" (в том числе поршневые пальцы и гильзы цилиндров) [2—6].

Для гильз цилиндров автотракторных дизелей хорошо апробирована **технология восстановления внутренней цилиндрической поверхности методом термопластического деформирования**, схемы которого представлены на рис. 1. Все три схемы по сути своей близки и характеризуются созданием движущегося градиента температуры вдоль оси гильзы. Технологически наиболее удобна схема с размещением индуктора и спрейера с наружной

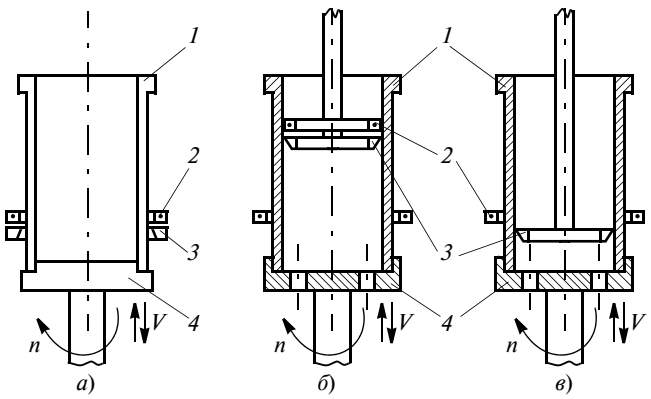


Рис. 1. Восстановления внутренней цилиндрической поверхности гильз цилиндров термопластическим деформированием при наружном (а), внутреннем (б) и смешанном (в) расположении индуктора и спрейера:

1 — гильза цилиндра; *2* — индуктор; *3* — спрейер; *4* — центрирующая оправка

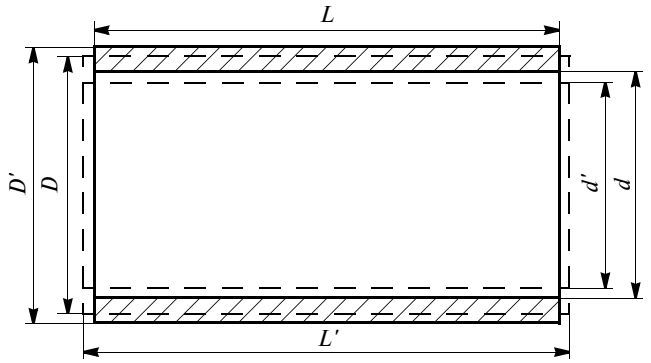


Рис. 2. Изменение линейных размеров гильзы цилиндра:

D — наружный диаметр; *d* — внутренний диаметр; *L* — длина или высота гильзы цилиндра; *D'*, *d'*, *L'* — те же размеры после термопластического деформирования

цилиндрической поверхности гильзы. В результате термопластического деформирования в гильзе происходит перераспределение металла на внутреннюю изношенную поверхность, как это показано на рис. 2. Общий вид установки для термопластического деформирования гильзы цилиндра дизеля представлен на рис. 3, а вид восстанавливаемой гильзы цилиндра в процессе термопластического деформирования — на рис. 4.

При внутреннем диаметре гильзы цилиндра 100...130 мм величина остаточного перемещения внутренней цилиндрической поверхности составляет 0,7...1,3 мм, чего вполне достаточно при величине износа зеркала гильзы равной 0,3 мм, величине коробления после термопластического деформирования 0,1 мм и припуске на механическую обработку 0,3 мм.

Отличительной особенностью процесса термопластического деформирования методом создания движущегося градиента температуры вдоль оси является нагрев детали ниже точки Ac_1 на 20...30 °С. ТПД осуществляли при перемещении гильзы относительно индуктора со скоростью 2,0...2,5 мм/с при непрерывном охлаждении водяным душем. Нагрев проводился на установке ТВЧ, петлевым индуктором и последующим охлаждением водой кольцевым спрейером. Мощность генератора установки ТВЧ — 100 кВт. Частота вращения гильзы — 30...50 мин$^{-1}$.

Если после одного цикла термопластического деформирования величина остаточной деформации внутренней цилиндрической поверхности

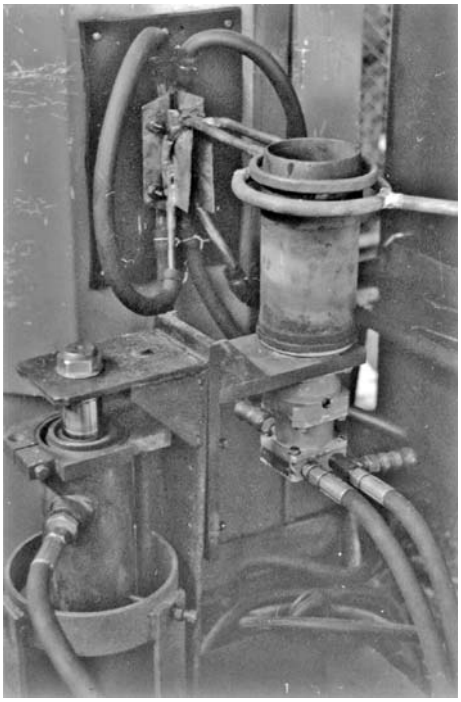


Рис. 3. Общий вид установки термопластического деформирования гильзы цилиндра дизеля

Рис. 4. Восстанавливаемая гильза цилиндра в процессе термопластического деформирования

гильзы составляла Δd = 0,7...1,3 мм, то после двух циклов Δd = 1,1...1,9 мм.

После термопластического деформирования происходит уменьшение как внутреннего, так и наружного диаметра гильзы. Для восстановления наружных посадочных поясков гильзы необходимо осуществить их наращивание на величину слоя толщиной 1,5...2,0 мм. Это можно выполнить способом электродугового напыления с использованием стандартных режимов как стальной, так и алюминиевой проволокой.

После получения припусков на механическую обработку внутренней и наружной поверхности гильзы цилиндра, осуществляют растачивание на вертикально-расточных станках и хонингование на хонинговальном станке. Затем проводят механическую обработку наружных поверхностей гильзы на токарно-винторезном станке.

Для **восстановления наружных цилиндрических поверхностей методом термопластического деформирования** эта технология хорошо апробирована на поршневых пальцах автотракторных дизелей.

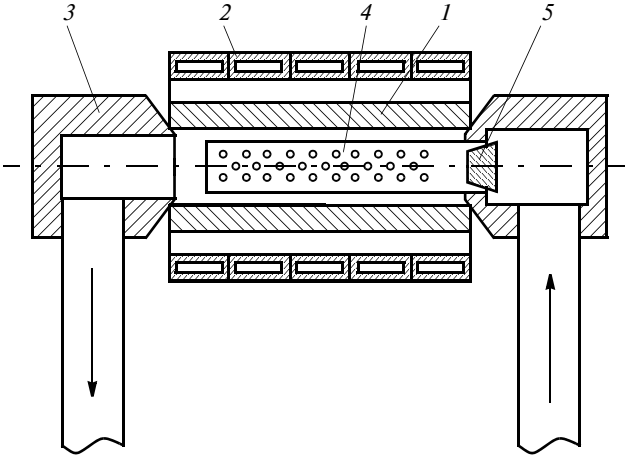


Рис. 5. Восстановление наружной цилиндрической поверхности поршневых пальцев термопластическим деформированием:

1 — поршневой палец; *2* — индуктор; *3* — втулка; *4* — спрейер; *5* — гидроклапан

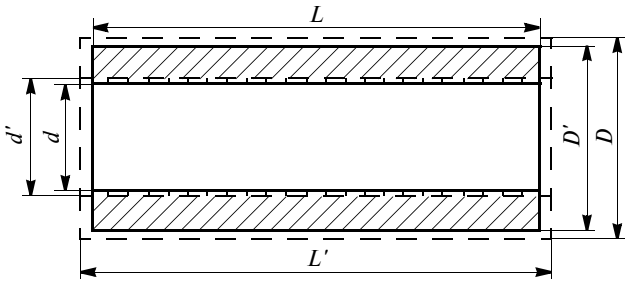


Рис. 6 Изменение линейных размеров поршневого пальца:

D — наружный диаметр; *d* — внутренний диаметр; *L* — длина или высота поршневого пальца; *D'*, *d'*, *L'* — те же размеры после термопластического деформирования

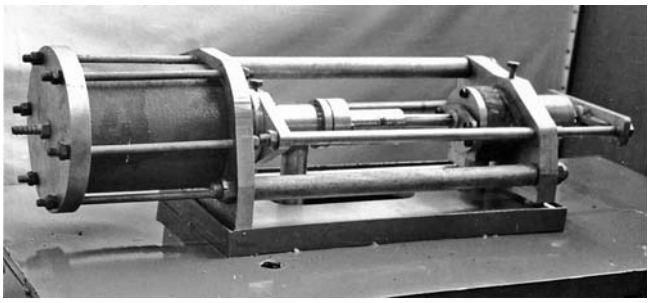


Рис. 7. Общий вид устройства для охлаждения поршневых пальцев при термопластическом деформировании

На рис. 5 и 6 представлены соответственно схемы способа восстановления наружной цилиндрической поверхности поршневых пальцев и изменения линейных размеров поршневого пальца при термопластическом деформировании. Общий вид устройства для охлаждения поршневых пальцев показан на рис. 7.

Поршневой палец, изготовленный из цементуемой стали 12ХН3А, нагревают в индукторе установки ТВЧ объемно до температуры фазовых превращений 840...860 °С, а затем зажимают по торцам на установке ТПД и охлаждают водяным душем изнутри, посредством спрейера вставляемого во внутреннюю полость пальца. При этом получают остаточную деформацию — увеличение наружного диаметра 45—50 мм с одновременной поверхностной закалкой цементованного слоя на ΔD = 0,15 мм и длины 100 мм на ΔL = 0,3 мм, достаточных для компенсации износа и создания припуска на шлифование. Затем поршневые пальцы подвергают шлифованию наружной цилиндрической поверхности на бесцентрово-шлифовальном станке и торцы пальцев на плоскошлифовальном станке. При помощи специальной оснастки снимают наружную и внутреннюю фаски.

Разработанные технологии восстановления и упрочнения деталей термопластического деформирования обеспечивают качество восстановления по геометрическим параметрам, физико-механическим и эксплуатационным свойствам на уровне не ниже новых деталей.

Нужно отметить, что термопластическое деформирование — весьма перспективный способ, позволяющий восстанавливать цилиндрические поверхности стальных и чугунных деталей. Он может быть широко использован как ремонтными предприятиями, занимающимися восстановлением изношенных деталей, так и машиностроительными заводами для устранения брака механической обработки при изготовлении деталей для автотракторных дизелей.

Литература

1. Голубев И.Г., Носихин П.И., Фадеев А.Ю. Опыт импортозамещения запасных частей зарубежной сельскохозяйственной техники. — М.: ФГНУ "Росинформагротех", 2010. — 32 с.
2. Хромов В.Н. Упрочнение и восстановление наружных и внутренних поверхностей деталей типа "полый цилиндр" термопластическим деформированием // Изобретатели — машиностроению. — 2012. — № 12 (99). — С. 9—14.
3. Хромов В.Н., Сенченков И.К. Термоупругопластическое деформирование металла: Восстановление деталей машин. Орел.: ОрелГТУ, 2002. — 219 с.
4. Хромов В.Н. Упрочнение и восстановление деталей дизелей термоупругопластическим деформированием при производстве и ремонте машин // Тяжёлое машиностроение. — 2005, № 4. С. 15—17.
5. Хромов В.Н. Восстановление термопластическим деформированием деталей — резерв импортозамещения запасных частей зарубежных дизелей // Двигателестроение — 2016, № 1 (263). С. 40—43.
6. Хромов В.Н. О восстановлении деталей судовых дизелей термопластическим деформированием // Судостроение — 2016, № 2 (825). С. 50—54.

ИНФОРМАЦИЯ

"СИНЯЯ ПТИЦА"

ДАНИЛОВ Р.Г.
ЗИЛ

Диапазон действий первых поисково-эвакуационных машин оказался недостаточным. Спускаемый аппарат космического корабля "Союз-23" 16 октября 1976 г. приземлился на озеро Тенгиз, покрытое тонким слоем льда, и перевернулся так, что входной люк оказался под водой, а отверстия, через которые поступал воздух, обледенели. Космонавтам В.Д. Зудову и В.И. Рождественскому грозила смерть от удушья. ПЭУ-1, рванувшая к ним с берега, увязла в болоте. Тонкий лед ее не держал и не давал плыть. Вертолет по инструкции не имел права эвакуировать спускаемый аппарат на внешней подвеске. Но вертолетчики в обход инструкции с громадным трудом и риском вытащили космонавтов. Эта неудача побудила В.А. Грачёва приступить к созданию поисково-спасательного комплекса.

В результате родилась идея создания вездехода-носителя: колесная машина типа ПЭУ-1 везет на себе аппарат очень высокой проходимости до тех пор, пока может двигаться сама, а когда местность становится для нее непроходимой, с помощью крановой установки сгружает его на грунт. Дальше аппарат передвигается сам к месту посадки спускаемого аппарата и, буксируя его на сцепке, доставляет экипаж к ПЭУ.

В качестве аппарата сверхвысокой проходимости, в соответствии с исследованиями 1966—1968 гг., был выбран вездеход со шнекороторным движителем, который одинаково хорошо, с высокой скоростью преодолевал снежный покров любой глубины, болото с полыньями воды и мог перемещаться по суше боком при вращении шнеков в одном направлении.

Было построено два варианта шнекороторных снегоболотоходов с двумя двигателями от "Запорожца", оказавшимися крайне ненадежными, и с двумя двигателями от "Жигулей", каждый из которых приводил в движение шнек своего борта. В результате получился шнекороторный вездеход ЗИЛ-29061 (ведущие конструкторы Ю.И. Соболев и А.П. Селезнёв), который при своей массе в две тонны перевозил четырех человек при скорости по снегу до 25 км/ч, по воде — до 14 км/ч и по болоту — 12 км/ч. Его корпус и шнеки изготовлены из алюминиевого сплава, кабина — из стеклопластика. Все поисковые радиосвязные средства — переносные, с автономным питанием.

В состав поисково-эвакуационного комплекса (ведущий конструктор А.И. Филлипов), кроме снегоболотохода, вошли две колесные амфибии — пассажирская (ведущий конструктор Б.П. Борисов) и грузовая (ведущий конструктор Ю.В. Балашов). Грузовая амфибия оборудована двухбалочной крановой установкой с бортовой схемой погрузки снегоболотохода. На

Поисково-эвакуационные машины комплекса "490"

Эвакуация спускаемого космического аппарата с водной поверхности

Погрузка на машину ЗИЛ-4906 шнекороторного вездехода ЗИЛ-2906

Авиатранспортабельная амфибия ЗИЛ-4906 с крановой установкой для самопогрузки

амфибиях, в отличие от ПЭУ, применены двигатели ЗИЛ-131 с механическими коробками передач, раздаточная коробка с межбортовым дифференциалом и планетарным демультипликатором, независимая подвеска всех колес, вместо водомета — два гребных винта. Амфибии имели эффективные дисковые тормозные механизмы, причем не в колесах, а на трансмиссии, и гидрообъемную систему привода рулевого управления с запаздыванием поворота задних колес и автоматической коррекцией. Испытания комплекс "490" проходил в различных климатических зонах — от Воркуты до Средней Азии при температуре окружающего воздуха от −50 до +50°С. Колесные машины прекрасно выдержали все испытания. Заминка в принятии на вооружение была вызвана неудачно выбранными двигателями на шнекороторном снегоболотоходе, которые не выдержали испытаний в Воркуте.

После изготовления нового снегоболотохода ЗИЛ-29061, оснащенного двумя двигателями ВАЗ-2103, и повторного проведения всего цикла испытаний поисково-эвакуационный комплекс "490" в 1981 году был принят на снабжение Единой государственной авиационной поисково-спасательной службы (ЕГАПСС) СССР. В том же году в ОГК СКБ ЗИЛ началось его серийное производство.

Вот уже 35 лет машины ЗИЛ-4906 и ЗИЛ-49061 находятся в строю поисково-спасательных подразделений, эффективно обеспечивая возвращение на Землю как российских космонавтов, так и экипажей международных экспедиций. Экипажи колесных вездеходов неоднократно первыми обнаруживали приземлявшиеся спускаемые аппараты, зачастую прибывали к месту посадки раньше вертолетов, оказывали первую помощь космонавтам.

Не только за яркий внешний вид, хорошо заметный в любое время года и в любую погоду воздушными экипажами поисково-спасательных сил, но и за скорость и надежность колесные вездеходы комплекса "490" космонавты прозвали "Синими птицами". Только за последние 10 лет машины комплекса "490" принимали на борт космонавтов и космических туристов из России, США, Японии, Великобритании, ЮАР и Италии.

В 1993 г. две машины ЗИЛ-49061 поступили на вооружение МЧС в Центральный аэромобильный спасательный отряд "Центроспас", базирующийся на подмосковном аэродроме "Раменское". С 1994 года они регулярно участвовали в ликвидации последствий авиакатастроф в трудно проходимой местности (леса и болота) в любое время года.

Наиболее ярко эти амфибии проявили себя во время наводнения в Германии в 2002 году. Сводный отряд МЧС, в состав которого вошли 14 специалистов отряда "Центроспас" и два автомобиля-амфибии ЗИЛ-49061, вылетел в Германию для оказания помощи пострадавшим от наводнения. Спасатели совместно с немецкими специалистами обследовали мосты на Эльбе, доставляли продукты и воду в деревни в окрестностях города Кенигштейн, которые оказались отрезанными от "боль-

Автомобили ЗИЛ-4906 служат в Управлении организации авиационно-космического поиска и спасения Федерального агентства воздушного транспорта РФ

Автомобиль-амфибия ЗИЛ-49061 с пассажирским салоном

шой земли", работали на монтаже плавучих понтонов в городе Велен, которые были смыты наводнением.

Над созданием поисково-спасательных машин комплекса "490" работали: конструкторы В.А. Грачёв, А.И. Филиппов (ведущий конструктор комплекса "490"), Ю.В. Балашов (ведущий конструктор 4906), Б.П. Борисов (ведущий конструктор 49061), А.Г. Кузнецов, М.П. Морозов, А.Н. Рылеев, З.С. Васильева, А.Д. Андреева, Л.А. Кашлакова, В.В. Шестопалов, Н.М. Никонов, В.М. Стародубцев, В.Г. Полосин, Г.И. Хованский, Ю.И. Соболев (ведущий конструктор 29061), А.П. Селезнёв, В.Я. Горин, П.М. Прокопенко, Э.М. Куперман, Н.А. Егоров, В.О. Нифонтов, В.А. Костылев, В.Д. Комаров, Г.И. Мазурин, А.А. Соловьёв, Г.Т. Крупенин, В.Н. Аношкин, В.А. Чугунов, Н.В. Лыков, В.И. Жулябин, А.Н. Бобров, А.И. Косолапов, А.В. Лосев; испытатели В.Б. Лаврентьев, А.И. Алексеев, В.Я. Воронин, А.В. Борисов, В.Г. Иванов, И.М. Артёмов, В.И. Замотаев, В.М. Андреев, В.С. Баженов, В.М. Ролдугин, Ю.П. Федин, О.В. Борисов, О.Г. Лазарев, В.Г. Жигачев, Н.М. Балин, А.И. Нестеров, В.М. Клоков, В.Г. Шорин, С.И. Колесников; водители-испытатели А.М. Шустов, В.П. Никитин, Б.И. Григорьев, Б.В. Нежевенко, А.И. Пятых, Н.И. Моря, А.В. Петрунин, Е.Ф. Бурмистров, Г.А. Гусаков, В.С. Буянкин, Б.Л. Гулак, В.М. Зубец, С.С. Уралов, А.Н. Гладких, К.В. Анисимов; технологи А.И. Мурашов, В.А. Жирков, П.И. Ляпичев, В.А. Шурунов, Н.И. Воронцова, К.Т. Шабашева; военпреды В.А. Андреев, А.Г. Мунтян, А.Д. Безгин.

Коротко о разном

Компания "МАН Трак энд Бас РУС" подвела итоги работы в области продаж и послепродажного обслуживания в 2016 году.

Так, объем продаж грузовых автомобилей МАН в России вырос на 20 % при общей динамике рынка для всех марок +9 %, а по европейским брендам — +19 % (по данным аналитического агентства "Эвитос-Информ"). Самой популярной моделью из грузовиков европейского производства массой от 6 тонн в России стал МАН TGS, которых было продано более 1,6 тыс. шт. В сегменте грузовиков колесной формулы 6×6 МАН занял первое место: 72 % среди самосвалов, 47 % для седельных тягачей. В сегменте же строительной техники европейских брендов МАНу принадлежит 36 % всех продаж.

В сегменте туристических автобусов среди европейских производителей МАН лидирует с долей рынка 52 %. Престижной премией "Лучший коммерческий автомобиль года в России" в номинации "Туристический/междугородный автобус" отмечен новый автобус МАН "Лайонс Интерсити".

На пресс-конференции, посвященной итогам года представители компании также поделились планами и задачами на 2017 г.

Генеральный директор ООО "МАН Трак энд Бас РУС" Питер Андерссон отметил: "*Я очень рад, что пресс-конференция вызвала такой высокий интерес у российских СМИ. Мне особенно приятно делиться хорошими новостями, ведь мы достигли заявленных целей и отметили в прошлом году немало побед. Опираясь на успехи MAN в 2016, мы направим всю энергию на решение транспортных задач клиентов в 2017. Наша уверенность подкреплена прекрасным продуктом, который MAN представляет в России, широкой географией сервиса и внушительным портфолио услуг, которые призваны повышать эффективность бизнеса наших клиентов*".

Директор по продажам грузовых автомобилей Андрей Харченко, прокомментировал: "*Подводя итоги 2016 года, мы отмечаем позитивный тренд на рынке и в продажах грузовой техники MAN. Мы гордимся тем, что грузовики нашей марки так популярны в России, и я уверен, что нас ждет успех и в 2017 году. Мы нацелены на уверенный рост показателей и планируем продолжить работу в области повышения удовлетворенности и оптимизации бизнес-процессов наших партнеров*".

Директор по продажам автобусов и двигателей Наталья Соловьева отметила чтол прошедший 2016 г. был непростым на рынке автобусов в России, но вместе с тем успешным для компании: "*Согласно данным регистрации МАН занял лидирующую позицию в сегменте европейских премиальных туристических автобусов. Одним из важных достижений является вывод на российский рынок, сертификация и успешный старт продаж автобуса большого класса в пригородном сегменте — МАН "Лайонс Интерсити", оснащенного системой ЭРА-ГЛОНАСС. МАН готов к росту рынка в 2017 г., и впереди у нас один из самых значимых этапов — мировая премьера нового туристического автобуса МАН "Лайонс Коч" и старт продаж этой модели в 2017 году*".

Сегодня "МАН Трак энд Бас РУС" располагает сетью из 51 сервисного партнера в ключевых регионах России, включая два собственных тракцентра в Подольске и Санкт-Петербурге, и предлагает своим клиентам услуги по финансированию, лизингу, страхованию и аренде коммерческих автомобилей МАН от компании "Фольксваген Файненшл Сервис РУС" (ООО "Фольксваген Финансовые Услуги РУС"). Кроме того, владельцам автомобилей МАН доступны сервисные контракты для обслуживания автопарка, услуги "Мобил24" для выездного сервиса и эвакуации, а также программа обучения водителей "МАН ПрофиДрайв".

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Черникова О. — Автомобильный сектор: динамика зарплат и кадровая политика предприятий . . 1

АСМ-факты 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Трембовельский Л.Г. — О создании типажа специализированных автотранспортных средств 6

Печенев А.М. — Повышение экономичности трёхцилиндровых ДВС 8

Гасанов Б.Г., Черненко А.Б., Сиротин П.В., Азаренков А.А. — Частотные динамические характеристики кабины многоосного автомобиля с тремя вариантами систем подвешивания 13

Железнов Р.Е., Железнов Е.И. — Анализ нагрузок в сцепном устройстве малотоннажного автопоезда при разгоне 17

Кулько А.П., Кулько П.А. — Определение тепловой мощности автономного подогревателя для тепловой подготовки и отопления автобуса большого класса 19

Чичеров В.М., Зайцев С.В., Гладов Г.И. — Поперечная качка двухзвенных амфибийных машин . . 25

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Удлер Э.И., Исаенко В.Д., Исаенко П.В., Исаенко А.В. — Способ защиты топливных баков от атмосферных загрязнений 30

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Хромов В.Н. — Технология восстановления деталей автотракторных дизелей термопластическим деформированием с одновременным упрочнением 33

ИНФОРМАЦИЯ

Данилов Р.Г. — "Синяя птица" 37

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Балабин И.В. — *д-р техн. наук, профессор Университета машиностроения (МАМИ)*
Бахмутов С.В. — *д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"*
Гируцкий О.И. — *д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ*
Гладков В.И. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИТавтопром"*
Ковригин А.С. — *зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"*
Комаров В.В. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора ОАО "НИИАТ" по научной работе*
Коровкин И.А. — *исполнительный директор НП "ОАР"*
Котиев Г.О. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана*
Круглов С.М. — *зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"*
Ксеневич Т.И. — *канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"*
Мамити Г.И. — *д-р техн. наук, профессор Горского Агроуниверситета (Владикавказ)*
Марков В.А. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана*
Николаенко А.В. — *д-р экон. наук, ректор Университета машиностроения (МАМИ)*
Никульников Э.Н. — *канд. техн. наук, НИЦИАМТ ГНЦ "НАМИ"*
Сорокин Н.Т. — *д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России*
Тер-Мкртичьян Г.Г. — *д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"*
Титков А.И. — *канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"*
Топалиди В.А. — *канд. техн. наук, ТАДИ*
Филимонов В.Н. — *ответственный секретарь "АП"*
Чернов А.В. — *зам. директора по научной работе НИИАЭ*

Белорусский редакционный совет:

Альгин В.Б. — *д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси*
Егоров А.Н. — *генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"*
Захарик А.М. — *канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"*
Кухаренок Г.М. — *д-р техн. наук, профессор БНТУ*
Мариев П.Л. — *д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси*
Николаев Ю.И. — *главный конструктор ОАО "МЗКТ"*
Сазонов И.С. — *д-р техн. наук, проф., ректор Болорусско-Российского университета (Могилёв)*
Харитончик С.В. — *д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)*

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Комиссарова Е.В.*
Сдано в набор 09.03.2017. Подписано в печать 05.04.2017.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПИ № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней, в базу данных "Chemical Abstracts".

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.