

**В.В. Руднев, М.Л. Хасанова, М.С. Дмитриев**

**Разработка и обоснование технических средств для  
повышения экологичности и безопасности автомобильного  
транспорта**

**МОНОГРАФИЯ**

**Челябинск  
2024**

УДК 621.51/.54:629.032

ББК 39.33

Р83

Рецензент: д-р техн. наук, доцент, А.В. Гриценко

Руднев В.В. Разработка и обоснование технических средств для повышения экологичности и безопасности автомобильного транспорта / В.В. Руднев, М.Л. Хасанова, М.С. Дмитриев. Монография. – Челябинск: Изд-во «Абрис», 2024. - 218 с.

В монографии исследована проблема негативного воздействия автотранспорта на состояние окружающей среды. Также рассмотрены вопросы повышения активной безопасности транспортных средств и улучшения условий труда водителей. Для решения указанных проблем авторами предложен целый ряд технических средств: комбинированная силовая установка для городского транспорта, тепловой двигатель с разделенными процессами газопарообразования, теплоэнергетическая установка с разделенными процессами сжатия и расширения, устройство для предотвращения проскальзывания ведущих колес транспортного средства, устройство автоматической блокировки дифференциала транспортного средства и др.

ISBN 978-5-91744-121-4

© В.В. Руднев, М.Л. Хасанова, М.С. Дмитриев, 2024

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
ГЛАВА 1 РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА.....	6
1.1 Анализ воздействия автомобильного транспорта на окружающую среду .	6
1.2 Разработка автомобильных силовых установок .....	21
ГЛАВА 2 РАЗРАБОТКА УСТРОЙСТВ, ПОВЫШАЮЩИХ БЕЗОПАСНОСТЬ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ И УЛУЧШАЮЩИХ УСЛОВИЯ ТРУДА ВОДИТЕЛЕЙ.....	112
2.1 Разработка механизма автоматической блокировки простого шестеренчатого дифференциала.....	112
2.2. Разработка автоматических устройств для разбрасывания сыпучих материалов под ведущие колеса .....	137
2.3 Разработка быстросъемного тракового приспособления.....	145
2.4 Разработка и обоснование антиблокировочной системы для колесных машин .....	157
2.5 Разработка автоматического устройства для предотвращения гидроскольжения автомобилей.....	164
2.6 Разработка автоматического устройства для поддержания норм давления воздуха в пневматических шинах.....	174
2.7 Разработка устройства для вывешивания колес автомобиля, застрявшего в глубокой колее.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.8 Разработка автоматической системы тушения возгораний автомобилей.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.9. Автоматическое устройство для подогрева пола кабины транспортного средства.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	209

## **ВВЕДЕНИЕ**

В последние десятилетия в связи с быстрым развитием автомобильного транспорта существенно обострились проблемы воздействия его на окружающую среду. Автомобили сжигают огромное количество нефтепродуктов, нанося ощутимый вред окружающей среде, главным образом атмосфере. Поскольку основная масса автомобилей сконцентрирована в крупных городах, воздух этих городов не только обедняется кислородом, но и загрязняется вредными компонентами отработавших газов. С каждым годом количество автотранспорта растет, а, следовательно, растет содержание в атмосферном воздухе вредных веществ, что оказывает определенное отрицательное влияние на окружающую среду и здоровье человека.

Особенно важен вопрос охраны окружающей среды в мегаполисах.

Основными источниками загрязнения воздушного бассейна при эксплуатации автотранспорта являются двигатели внутреннего сгорания, которые выбрасывают в атмосферу отработавшие газы и топливные испарения. В отработавших газах обнаружено около 280 компонентов продуктов полного и неполного сгорания нефтяных топлив, а также неорганические соединения тех или иных веществ присутствующих в топливе.

Автотранспорт также приводит к образованию твердых отходов, загрязнению почвы, захлавлению больших территорий, вибрации, электромагнитным излучениям, отчуждению земель под строительство объектов транспортной инфраструктуры и хранению автотранспортных средств, соответствующим ландшафтным изменениям, загрязнению природных сред, связанному с авариями при транспортировке опасных грузов и т.д.

Кроме того, в нашей стране сохраняется довольно высокий уровень травматизма (в том числе, со смертельным исходом) в результате дорожно-транспортных происшествий (ДТП). Не снижается и количество ДТП. Наоборот, за 2023 год число дорожно-транспортных происшествий в России выросло на 4,5% по сравнению с 2022 годом.

Известно, что на безопасность движения транспортных средств большое влияние оказывают их тягово-сцепные свойства и тормозные качества. К тому же, неудовлетворительные тягово-сцепные свойства колесных движителей способствуют развитию утомления операторов мобильных машин. Например, во время буксования у водителей резко возрастают интенсивность труда, количество поступающей информации, число необходимых управляющих воздействий.

При этом современные системы, направленные на решение этой проблемы, содержат сложные электронные датчики, включенные в бортовое электронное счетно-решающее устройство, электрические и механические связывающие линии с исполнительными механизмами, коммутирующими и распределяющими блоками и клапанными устройствами. Их стоимость составляет 5...10 % от стоимости машины. Сложность конструкции и высокая стоимость таких систем не позволяют широко применять их на серийных транспортных средствах.

Все вышеизложенное свидетельствует о том, что, несмотря на большое количество имеющихся исследований и технических решений, проблема повышения экологичности и безопасности автомобильного транспорта остается на сегодняшний день весьма актуальной.

В связи с этим настоящая монография посвящена разработке технических средств, совершенствующих автомобильные двигатели с точки зрения повышения их эффективности и экологичности, а также устройств повышающих безопасность и улучшающих условия труда водителей.

# **ГЛАВА 1. РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА**

## **1.1 Анализ воздействия автомобильного транспорта на окружающую среду**

Проблема охраны окружающей среды является одной из наиболее актуальных, поскольку от ее решения зависят жизнь на Земле, здоровье и благосостояние человека. Эта проблема обострилась в XX в., когда интенсивное развитие промышленности и транспорта [1].

Первым виновником порчи атмосферного воздуха является детище научно-технического прогресса – автомобиль. К концу XX века в РФ создан и в целом успешно функционирует современный транспортный комплекс, обеспечивающий ее территориальную целостность и национальную безопасность, и автомобильный транспорт в его развитии играет ключевую роль [2].

Трудно сейчас представить себе какую-либо отрасль народного хозяйства или вид деятельности населения без использования грузового, легкового автомобиля и автобуса.

По данным Министерства транспорта РФ, вклад автомобильного транспорта в перевозки грузов составляет 75-77 %, пассажиров (без учета личных легковых автомобилей) – 53-55 %. Большая протяженность автомобильных дорог обеспечивает возможность их повсеместной эксплуатации при значительной провозной способности. Автотранспорт обладает такими важнейшими преимуществами, как мобильность, способность доставлять грузы и пассажиров «от двери до двери» и «точно вовремя». Однако, наряду с преимуществом, которое обеспечивает обществу

развитая транспортная сеть, ее прогресс так же сопровождается негативными последствиями – отрицательным воздействием транспорта на окружающую среду и человека [3].

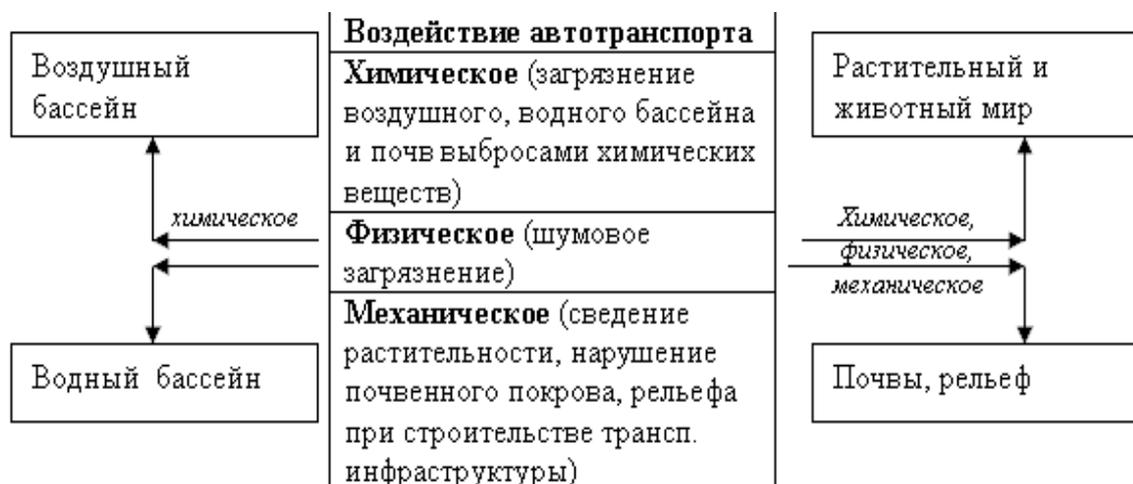


Рис. 1.1. Схема воздействия автотранспорта на окружающую среду

Виды воздействия автотранспорта на окружающую среду представлены на рис. 1.1 [1]. Автомобильный транспорт является источником загрязнения атмосферного воздуха примерно такой же мощности, как энергетическая отрасль или суммарно все другие отрасли хозяйства.

В суммарных выбросах загрязняющих веществ в атмосферу всеми российскими техногенными источниками на долю автотранспорта приходится в среднем 43%. В выбросах «парниковых» газов порядка 10%, в массе промышленных отходов 2%, в сбросах вредных веществ со сточными водами около 3%, в потреблении озоноразрушающих веществ до 5%. Доля автотранспорта в шумовом воздействии на население городов составляет 90 % [7].

Вызывает тревогу тот факт, что несмотря на проводимую работы, выбросы загрязняющих веществ в атмосферу от автотранспортных средств увеличивается в год в среднем на 3,1%. В результате величина ежегодного экологического ущерба от функционирования транспортного комплекса России составляет более 3,5 млрд. долл. США и продолжает расти [6].

Основными источниками загрязнения воздушного бассейна при эксплуатации автотранспорта являются двигатели внутреннего сгорания (ДВС), которые выбрасывают в атмосферу отработавшие газы и топливные испарения. При этом 95-99% выбросов приходится на отработавшие газы представляющие собой аэрозоль сложного состава, зависящего от режима работы двигателя. В отработавших газах обнаружено около 280 компонентов продуктов полного и неполного сгорания нефтяных топлив, а также неорганические соединения тех или иных веществ присутствующих в топливе [7].

В целом по России выбросы в атмосферу загрязняющих веществ автотранспортными средствами составляют в год около 12 млн. тонн. При этом доля различных веществ в этом ущербе такова: оксиды азота 44,5%, свинец 21%, акролеин 7.5%, сажа 7,4%, оксид углерода 6%, диоксид серы 3,4%, формальдегид 2,8%, бенз(а)пирен 1,3%, ацетальдегид 1,1% [5].

Сброс загрязненных сточных вод от автотранспортных предприятий в целом по стране составляет около 8 млн. м<sup>3</sup>, при этом в водные объекты поступает около 70 тыс. тонн взвешенных веществ и около 2,5 тыс. тонн нефтепродуктов.

Автотранспорт приводит к образованию твердых отходов, загрязнению воздуха и почвы, захлавлению больших территорий, вибрации, электромагнитным излучениям, отчуждению земель под строительство объектов транспортной инфраструктуры и хранению автотранспортных средств, соответствующим ландшафтным изменениям, загрязнению природных сред, связанному с авариями при транспортировке опасных грузов и т.д.

Ежегодный экологический ущерб от функционирования всех видов транспорта России только по таким видам негативного воздействия, как загрязнение воздуха, шум и влияние на климат, составляет около 170 млрд. рублей. По экспертным оценкам, выбросы вредных веществ автотранспортом в 2010 г. превысят уровень 2000 г. на 65%. Мировой ежегодный выброс

вредных веществ от автомобилей составляет 50 млн.т. углеводов, 200 млн.т. оксида углерода и 20 млн.т. оксидов азота [9].

Во многих городах России выбросы автотранспорта преобладают над выбросами стационарных источников. Так, например, в Москве вредное воздействие автотранспорта на атмосферу составляет 66% от суммарных выбросов вредных веществ от всех источников. Второе место после Москвы по количеству выбросов вредных веществ автотранспортом занимает Санкт-Петербург, в котором также уровень загрязнения воздуха от автотранспорта составил более 60% от суммарного загрязнения всех источников.

Особую экологическую проблему представляют отходы автотранспортного комплекса. Ежегодно масса отработавших масел и спецжидкостей составляет порядка 300 тыс. тонн, из которых перерабатывается только около 10%. Общая масса твердых отходов достигает 3000 тыс. тонн в год, в том числе лом и отходы черных металлов 1400 тыс. тн. (перерабатывается ~ 48%), отходы резины 1160 тыс. тн (перерабатывается ~ 15%), свинцовые аккумуляторы около 200 тыс. тон (перерабатывается ~ 45%), отходы пластмасс 60 тыс.тонн.

Таким образом, негативное экологическое воздействие этой отрасли, имеет многоплановый характер [10].

Экологический ущерб от эксплуатации автотранспорта обусловлен токсичными выбросами, ежегодно автотранспортными средствами выбрасывается в атмосферу более 12 миллионов тонн различных загрязняющих веществ: окиси углерода, окислов азота и серы, углеводов, сажи и других [11].

Автомобиль – один из главных факторов шумового загрязнения, дорожная сеть, особенно вблизи городских агломераций, «съедает» ценные сельскохозяйственные земли. Кроме того, это канцерогенные выбросы асфальтобетонных заводов и строительно-дорожных машин и т.д. [13].

Под влиянием вредного воздействия автомобильного транспорта ухудшается здоровье людей, отравляются почвы и водоёмы, страдает

растительный и животный мир [14].

В тоже время быстрый процесс развития автомобилизации сопровождается целым рядом острых социальных проблем. Наблюдаемая мировая тенденция увеличения количества автомобилей создает трудности в борьбе против загрязнения атмосферы, почвы, водоемов, уменьшения уровня шума, обеспечения безопасности движения. В современных городах, где количество автомобильного транспорта постоянно растет, изучение влияния автопарка является наиважнейшей проблемой.

Одним из главных загрязняющих факторов, присущих автотранспорту, являются отработавшие газы двигателей внутреннего сгорания. При сжигании в автомобильном двигателе 1 тонны бензина образуется 180-300 кг окиси углерода, 20-40 кг углеводородов, 25-45 кг оксидов азота. В выхлопных газах автомобилей содержится целая гамма веществ, большинство из которых токсичны для человека [14].

К основным вредным веществам, оказывающим негативное влияние на природную среду и человека, относятся: оксид углерода и азота, твердые частицы, сернистый ангидрид  $\text{SO}_2$ , сероводород, ароматические углеводороды, бенз(а)пирен, формальдегид. Вредное влияние оказывает также шумовое воздействие автомобильных двигателей.

Оксид углерода - высоко токсичное вещество. Уже при концентрации CO в воздухе порядка 0,01-0,02 % при вдыхании в течении нескольких часов возможно отравление, а концентрация 2,4 мг/м<sup>3</sup> через 30 мин. приводит к обморочному состоянию. Оксид углерода вступает в реакцию с гемоглобином крови, наступает кислородное голодание, поражающее кору головного мозга и вызывающее расстройство высшей нервной деятельности, ориентировочный экономический ущерб от загрязнения CO составляет 70 - 100 руб/т.

Твердые частицы проникают в дыхательные пути человека вызывает их различные заболевания. Из неорганической пыли наиболее отрицательное воздействие оказывает пыль, содержащая большое количество диоксида

кремния, которое может вызвать силикоз. Попадая в глаза вызывает глазной травматизм и др. заболевания. Раздражает кожные покровы, подкожные нервы, засоряет кожные железы и бывает причиной гнойничковых заболеваний. Оседая на зеленой части растений неорганическая пыль и особенно сажа ухудшают условия дыхания, замедляет рост и развитие растений. Все виды пыли засоряют водоемы, а кроме того, сажа образует на поверхности пленку, препятствующую воздухообмену.

Оксиды азота. Общий характер действия на теплокровных зависит от содержания в газовых смесях различных оксидов азота. При контакте с влажной поверхностью легких образуется азотная и азотистая кислоты, поражающие альвеолярную ткань, что приводит к отеку легких и сложным рефлекторным расстройствам. Действуя на кровеносную систему приводит к кислородной недостаточности, оказывает прямое действие на центральную нервную систему. Для поражения наиболее чувствительных растений достаточно концентрации 38 мг/м<sup>3</sup>. Даже при небольших концентрациях от 5 мг/м<sup>3</sup> до ПДК, но при постоянном воздействии снижается иммуноустойчивость, нарушается система воспроизводства низших млекопитающих.

Сернистый ангидрид SO<sub>2</sub> оказывает многостороннее общетоксичное действие на теплокровных, вызывает острое и хронические отравления. Вызывает расстройство сердечнососудистой системы, легочно-сердечную недостаточность, нарушает деятельность почек. Общетоксическое действие SO<sub>2</sub> связано с нарушением иммунного статуса организма с понижением сопротивляемости инфекции. SO<sub>2</sub> оказывает выраженное токсичное действие на растения. В присутствии диоксида серы ускоряется коррозия металлов в воздухе. Сернистый газ разрушающе действует на строительные конструкции, т. к. содержащиеся в цементе карбонаты кальция, реагируя с SO<sub>2</sub> при наличии влаги переходит в нестойкие сульфаты, вымываемые водой. Воздействие SO<sub>2</sub> на почву снижает ее плодородность, т. к. при этом происходит закисление.

Сероводород разрушающий и удушливый газ, вызывает поражение нервной системы, дыхательных путей и глаз. Может вызвать острое и хроническое отравление с разного рода последствиями.

Ароматические углеводороды. В условиях острого воздействия на теплокровных поражают центральную нервную систему, вызывая сонливость, вялость, судороги. В условиях хронической интоксикации оказывают политронное действие, поражая ряд органов и систем.

Бенз(а)пирен оказывает сильное канцерогенное, мутационное, тератогенное действие.

Формальдегид оказывает общетоксичное (поражение центральной нервной системы, органов зрения, печени, почек) сильное раздражающее аллергенное, канцерогенное, мутагенное действие. Воздействие атмосферных загрязнений на здоровье можно подразделить на два вида в зависимости от времени проявления эффекта: острое, сказывающееся в период или непосредственно вслед за повышением концентрации токсичного вещества, и хроническое воздействие, результат которого проявляется не сразу, а через некоторое время, иногда через годы. Как в первом, так и во втором случаях атмосферные загрязнения могут быть непосредственной причиной развития заболевания или оказывать не специфическое отягощающее воздействие. Проникновение различных вредных веществ повышенной концентрации через органы дыхания в наши дни привело к существенному изменению состояния организма. Развилась патологическая повышенная чувствительность организма. Ощутимыми темпами происходит накопление наследственных пороков. Широкое распространение получили хронический бронхит, а также прежде формы легочной патологии, такие как аллергические воспаления альвеол. Увеличилось число больных бронхиальной астмой, относящейся к наиболее тяжелым проявлениям аллергии. Особую тревогу вызывает увеличение количества больных раком легкого, который по своей распространительности у мужчин вышел на 1-е

место среди онкологических заболеваний. Потому как остро стоит проблема защиты воздушной среды от всех видов загрязнений.

Влияние шума на организм человека. В условиях сильного городского шума происходит постоянное напряжение слухового анализатора. Это вызывает увеличение порога слышимости (10 дБ для большинства людей с нормальным слухом) на 10 - 25 дБ.

Шум в больших городах сокращает продолжительность жизни человека. Чрезмерный шум может стать причиной нервного истощения, психической угнетенности, вегетативного невроза, язвенной болезни, расстройства эндокринной и сердечнососудистой системы. Шум мешает людям работать и отдыхать, снижает производительность труда. Отсутствие нормального отдыха после трудового дня приводит к тому, что естественно развивающееся в процессе работы утомление не исчезает, а постепенно переходит в хроническое переутомление, которое способствует развитию ряда заболеваний, таких, как расстройство центральной нервной системы, гипертоническая болезнь.

Мероприятия по защите от автомобильного шума: Градостроительные мероприятия – увеличение расстояния между источником шума и защищаемым объектом; рациональная застройка магистральных улиц; максимальное озеленение территорий. Технические мероприятия. В режиме работы двигателя на уровень шума влияют системы впуска и выпуска, частота вращения и нагрузка на двигатель. Применяя глушитель шума на впуске и эффективный воздухоочистителем, можно понизить шум, создаваемый двигателем, на 10-12 дБ. Глушитель в зависимости от конструкции снижает шум на 8-16 дБ.

В охране окружающей среды необходимы службы контроля качества окружающей среды, которые должны вести систематизированные наблюдения за состоянием атмосферы для получения фактических уровней загрязнения окружающей среды. Полученная информация о загрязнениях

позволяет быстро выявлять причины повышения концентраций вредных веществ и активно их устранять.

Компоненты отработавших газов двигателей внутреннего сгорания приводят к возникновению таких негативных явлений как смог, кислотные дожди, парниковый эффект. Отрицательное воздействие этих явлений на окружающую среду имеет различный географический размах: локальный – при возникновении смога; региональный (трансграничный) – при выпадении кислотных дождей; глобальный – в случае с парниковым эффектом.

Таким образом, в настоящее время в России существует серьезная проблема негативного воздействия на окружающую среду элементов автотранспортного комплекса, уже находящихся на этапе практической эксплуатации. И ее нужно решать. Причем особенно интенсивно в тех городах и регионах страны, где уже сегодня число АТС очень велико (Москва, Санкт-Петербург, Новосибирск) или практически нет современных дорог (Сибирь и Дальний Восток), но в большом количестве присутствуют промышленные предприятия, существенно загрязняющие окружающую среду (Урал, Сибирь).

Вот почему нужно стимулировать создание безопасных, экологически чистых и экономичных автомобилей. Для этого надо задействовать все возможности сертификации, стандартизации, других систем установления и контроля требований к автомобилям. Одновременно необходимы экономические механизмы продвижения новых моделей на рынок, создание платежеспособного спроса на них. Поэтому ученые и специалисты всего мира усиленно ищут пути и средства снижения отрицательных последствий автомобилизации.

Количество некоторых вредных веществ в составе выбросов поддается регулировке и может быть сведено к минимуму за счет совершенствования конструкции двигателей, внедрения систем нейтрализации. В то же время двуокись углерода ( $\text{CO}_2$ ) является неотъемлемой частью продуктов сгорания, и бороться с ней возможно только путем повышения качества моторного

топлива.

К настоящему времени успехи в развитии двигателей внутреннего сгорания (ДВС) были достигнуты в упорной конкурентной борьбе с другими видами энергоустановок. В конце прошлого века ведущие зарубежные фирмы, особенно американские, вели интенсивные исследования по созданию автомобильных газотурбинных двигателей, двигателей Стирлинга и силовых установок других конструкций, в том числе и на топливных элементах. Однако, планировавшееся их внедрение в производство, так и не было осуществлено ввиду экономической нецелесообразности [15].

У поршневых ДВС, наиболее широко используемого типа силовых установок, есть ряд преимуществ перед другими типами силовых установок. К настоящему времени это, прежде всего, топливная экономичность и возможность удовлетворения международным требованиям по экологии. Отлаженность технологии выпуска ДВС обеспечила их низкую удельную стоимость (затраты/кВт энергии). Совершенствование рабочего процесса привело к высокой объемной (массовой) энергоемкости (кВт/кг, кВт/м<sup>3</sup>). Изыскания многих поколений ученых и инженеров открыли, что у данной конструкции есть неиспользованные резервы для дальнейшего развития и совершенствования конструкции.

Например, существенный рост к.п.д. бензиновых двигателей и улучшение экономичности было достигнуто благодаря: переходу на впрыск топлива во впускной трубопровод или непосредственно в цилиндр; использованию наддува и переходу на четырехклапанное газораспределение; повышению степени сжатия до 10,5...13,0; расширению пределов эффективного обеднения смеси путем повышения турбулентности заряда в цилиндре.

Все перечисленные эколого-экономические показатели поршневых ДВС позволяют рассматривать их (на ближайшую перспективу) как основной вид источников энергии для автотранспортных средств.

За прошедшие 30 лет удельный расход топлива был снижен почти в полтора раза. Следует отметить, что в настоящее время другой удельный показатель расхода топлива в литрах на 100 км, отнесенный к одному литру рабочего объема двигателя, составляет для бензиновых двигателей с искровым зажиганием 4,5; а для двигателей с воспламенением от сжатия – 3,0 [16].

Нерешенная конструкторами ДВС проблема резкого снижения расхода топлива и CO<sub>2</sub> автомобилями массового производства привлекла внимание конструкторов других отраслей промышленности (в частности, электротехнической). Они обратились к созданию сначала электромобилей, а затем и автомобилей с гибридными силовыми энергоустановками

Под гибридной или комбинированной силовой энергоустановкой (КЭУ) подразумевают комплексную силовую установку, состоящую из поршневого ДВС, электрогенератора, приводных электродвигателей, накопителя электроэнергии (аккумулятора) и системы микропроцессорного управления и оптимального регулирования. Это может обеспечить снижение расхода топлива в городских условиях движения на 28...32 %.

Проблемным вопросом как для КЭУ остается необходимость оптимизации характеристик ДВС на различных режимах и при различных частотах вращения вала в зависимости от требуемой для автомобиля мощности, то есть для различных условий работы ДВС в городских условиях и на магистралях. Изучение влияния формы универсальной характеристики двигателя на топливно-экономические и экологические показатели автомобиля ведется с 60-70 годов минувшего столетия. При движении автомобиля в городских условиях на малых скоростях от 10 до 60 км/ч ДВС работает в диапазоне малых нагрузок и малых частот вращения вала. Реальные режимы работы (ДВС) находятся далеко от зоны минимальных удельных расходов топлива. При этом до 40 % времени в городских условиях ДВС работает вообще без нагрузки. Исходя из вышеизложенного, необходимо что бы двигатель работал в экономичном установившемся

режиме с постоянной нагрузкой и постоянной частотой вращения коленчатого вала весь период эксплуатации совершая полезную работу.

Таким образом можно сделать вывод о том, что для получения наибольшего эффекта по снижению расхода топлива и CO<sub>2</sub> (парникового газа), а также выброса вредных веществ, необходимо уменьшение литража ДВС, с тем, чтобы соединить режимы работы в условиях города автомобиля с зоной наименьших удельных расходов топлива и иметь накопленную энергию для преодоления импульсных нагрузок во время разгона.

В настоящее время в мировой практике двигателестроения рассматриваются (исследуются и активно патентуются) два направления: первое – это гибридные силовые установки с электрическим приводом и накопителями энергии в электрических аккумуляторах; второе – это применение гибридных силовых установок с пневматическим приводом с накоплением энергии в виде сжатого воздуха в баллонах.

В настоящее время наиболее разработаны КЭУ, включающие: первичный тепловой двигатель (ПТД), электрогенератор (ЭГ), электрохимический аккумулятор (АК) и тяговый электромотор (вторичный двигатель) с трансмиссией, либо непосредственно мотор - колеса. Они выполняются по параллельной, последовательной или смешанной схемам и характеризуются возможностью рекуперации части энергии автомобиля при его торможении. На изготовление электрических систем КЭУ, которые являются весьма трудоемкими, требуются цветные металлы (электродвигатели, электрогенератор, накопители электрической энергии (аккумуляторы) и др.).

Возможности автомобилей с КЭУ с электрическим приводом, единичное производство которых уже начато, можно оценить, анализируя фирменные рекламные и эксплуатационные данные по топливной экономичности. Так, фирма "Тойота" на минивэне Estima повысила его экономичность на 80 % и достигла расхода топлива 3,48 л/(100 км), а на новой модели автомобиле "Приус" достигла расхода топлива 2,8 л/(100 км).

Фирма "Хонда" на автомобиле Insight в городских условиях обеспечила расход на уровне 3,8 л/(100 км). Фирма "Дженерал Моторс" объявила о 30-процентном снижении расхода топлива на своем автомобиле с КЭУ [15].

Имеется ряд результатов, показывающих возможности создания альтернативных КЭУ [15] применением аккумуляторов сжатого воздуха (фирма МДИ, Испания). Так созданные этой фирмой городские автомобили и двигатели, работающие на сжатом воздухе, имеют достаточно высокие показатели.

Анализ достигнутых результатов позволяют сформулировать основной принцип создания альтернативных КЭУ.

Необходимо от производства энергии пропорционально потреблению, что характерно для традиционных энергетических установок, перейти к раздельному производству энергии с его накоплением и к последующему потреблению в зависимости от потребности.

Имеются неиспользуемые резервы повышения эффективности автомобильных энергетических установок путем утилизации энергии в форме теплоты, содержащейся в отработавших газах и охлаждающих жидкостях двигателей. Это может обеспечить повышение коэффициента полезного действия установок на 30-50%, а также существенно снизить токсичность отработавших газов.

На этой основе разработаны схемы альтернативных КЭУ, реализующие изложенный принцип новыми техническими средствами.

Их особенностями является использование аккумуляторов энергии не только в традиционной форме работы, но и в форме теплоты [15]. Аккумуляторы накапливают постоянно вырабатываемую энергию и отдают ее в зависимости от интенсивности потребления.

Анализ показывает большую эффективность установок с параллельными потоками энергопреобразований, причем тепловая энергия накапливается в тепловом аккумуляторе, а механическая - в аккумуляторе механической энергии. После объединения их в интеграторе происходит

передача энергии потребителю в зависимости от потребности транспортного средства в преодолении дорожных сопротивлений.

При этом возможна рекуперация энергии, например, при торможении автомобиля, с помощью аккумуляторов, что позволит значительно повысить его экономичность. Альтернативная КЭУ с параллельным преобразованием энергии с её рекуперацией аккумулятированием и представлена на рис. 1.2.

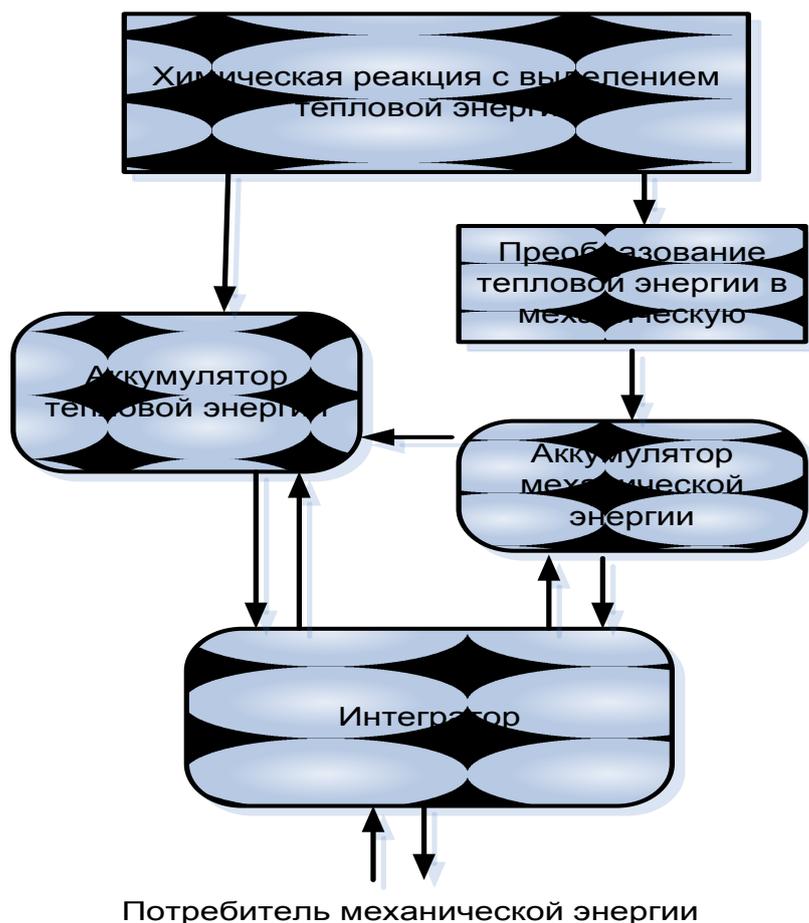


Рис. 1.2. Альтернативная КЭУ с параллельным преобразованием, рекуперацией и аккумулятированием энергии

Анализ показал, что наиболее целесообразным техническим решением для практической реализации предлагаемых схем является комбинированная энергетическая установка, рис. 1.3, состоящая из первичного теплового двигателя (ПТД), аккумуляторов энергии в форме теплоты и работы (АТ и АР) и вторичного теплового двигателя (ВТД), использующего накопленную в аккумуляторах энергию и способного пополнять её путем рекуперации,

например, в режимах торможения.

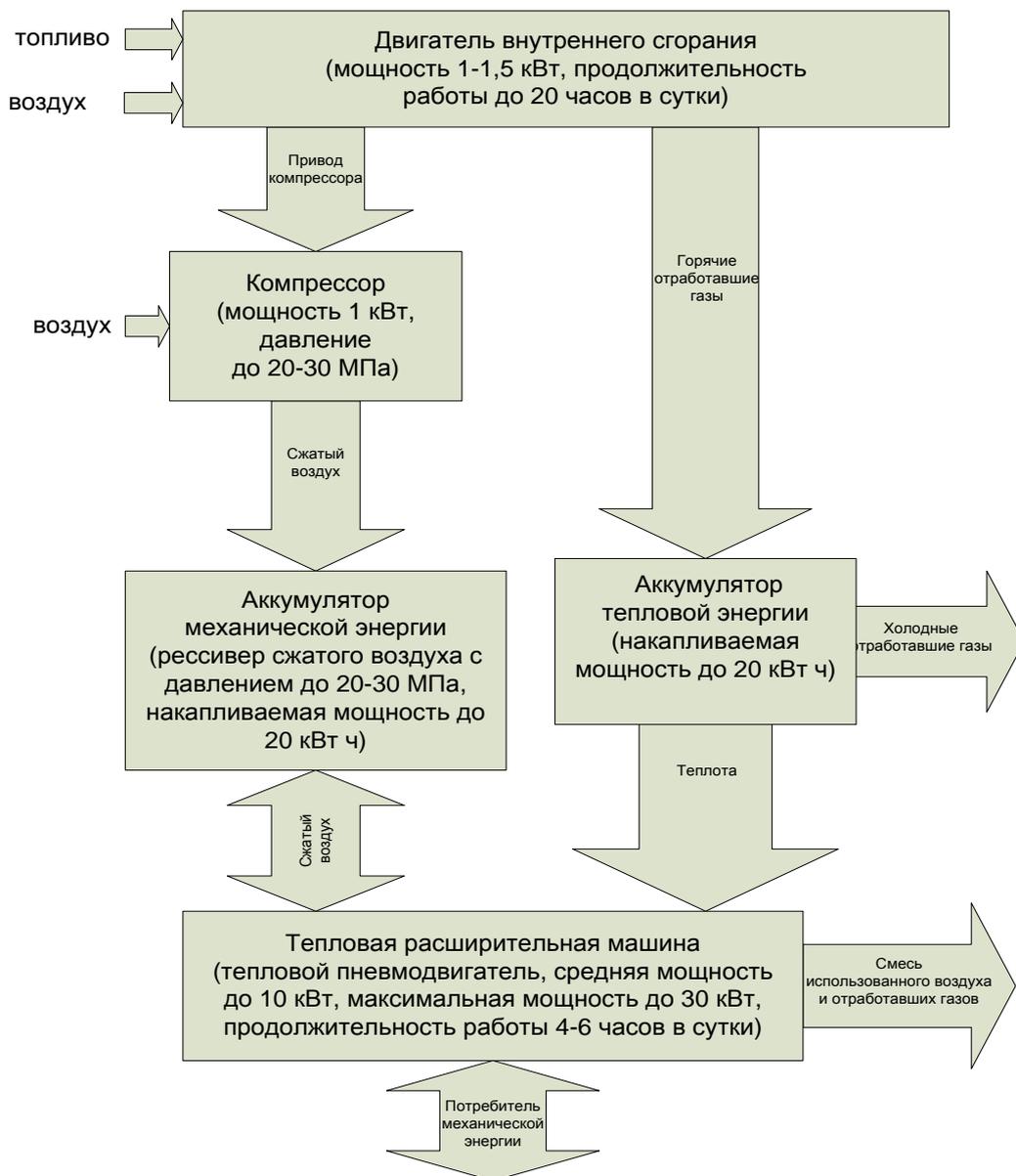


Рис. 1.3. Альтернативная КЭУ с первичным тепловым двигателем, расширительной машиной (вторичный тепловой двигатель) и различных аккумуляторов

Мощность, развиваемая первичным тепловым двигателем не связана с потребляемой для преодоления дорожного сопротивления в конкретный момент времени. Поэтому ПТД может работать на наиболее экономичном стационарном режиме. Необходимая эффективная мощность ПТД определяется из баланса выработанной энергии в формах теплоты и работы, и используемой энергии в форме работы с учетом возможной рекуперации.

Таким образом, с позиций целесообразности расходования ресурсов, СУ легкового автомобиля недостаточно эффективна, особенно в городе. Для реализации концепции городского автомобиля, которая позволит существенно повысить его экологичность и эффективность, необходимо сформулировать концепцию его СУ. Ее главными положениями являются:

- целесообразность максимально возможного снижения мощности теплового двигателя и оптимизации его рабочих режимов для повышения экономичности и снижения токсичности ОГ;

- необходимость аккумулирования энергии отработавших газов и инерции движения автомобиля с ее последующим использованием для обеспечения требуемых динамических показателей автомобиля;

- возможность частичного восстановления запаса энергии за счет внешнего источника;

- возможность использования различных сортов топлив.

## **1.2 Разработка автомобильных силовых установок**

Авторами разработан ряд способов решения задач, перечисленных выше.

В частности, можно обеспечить подачу сжатого воздуха через дополнительный клапан (рис. 1.4) под большим давлением непосредственно в цилиндр двигателя в период, когда впускной и выпускной клапаны закрыты.

Снижение массогабаритных показателей, предлагаемых СУ обеспечивается увеличением среднего эффективного давления путем добавления сжатого воздуха на такте впуска в дизельном цикле, использованием изменения рабочего объема двигателя для рекуперации энергии на режиме торможения двигателем с последующим использованием этой энергии для форсирования двигателя на пиковых нагрузках.

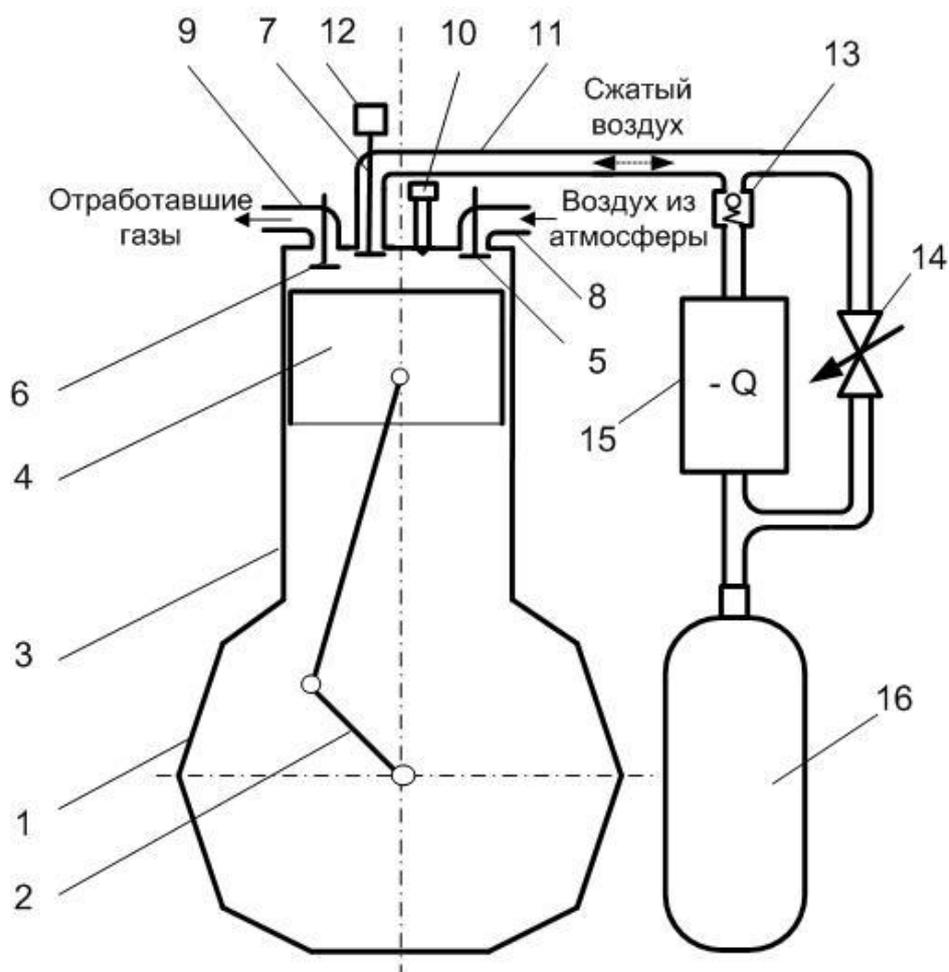


Рис 1.4. Двигатель с аккумулятором сжатого воздуха

Решение поставленной задачи достигается тем, что на режимах торможения двигателем происходит рекуперация энергии, т.е. сжимаемый воздух накапливается в ресивере, а на режимах пуска холодного двигателя увеличивается степень сжатия и для форсирования двигателя при пиковых нагрузках происходит увеличение среднего эффективного давления за счет подачи в цилиндр сжатого воздуха.

Для решения части этих проблем в настоящее время, возможно используются дизели с регулируемой степенью сжатия изменением геометрического размера цилиндра или поршня.

Основными недостатками таких двигателей являются: сложность конструкции поршня, или кривошипно-шатунного механизма, в целом автоматически регулирующего степень сжатия; невозможность резкого

кратковременного форсирования двигателя при резком увеличении внешней нагрузки.

Данная проблема может быть решена путем повышения пусковых качеств дизеля, обеспечения его высоких экономических показателей, пониженной механической нагруженности узлов и деталей при работе на переменных режимах и, как следствие, повышения его надежности, а также для обеспечения многотопливности без использования поршня сложной конструкции или кривошипно-шатунного механизма, автоматически регулирующего степень сжатия.

Решение поставленной задачи достигается тем, что двигатель (рис. 1.5) изготавливается с высокой геометрической степенью сжатия. В головке цилиндра имеется нагнетательный клапан, который с одной стороны, позволяет наполнять сжатым воздухом ресивер, а с другой - обеспечивать переменную фактическую степень сжатия; при этом сжатый воздух из ресивера через специальный клапан может обеспечивать наддув двигателя при необходимости резкого увеличения мощности.

При пуске в условиях низких температур окружающего воздуха двигатель работает по обычному четырехтактному циклу с высокой степенью сжатия (24-28). Нагнетательный клапан и клапан управления подачи закрыты. После пуска двигателя и выхода его на обычный режим и частичного перемещения поршня от нижней мертвой точки вверх и достижения давления 4-5 кПа, открывается нагнетательный клапан и сжатый воздух по воздухопроводу поступает в ресивер. Затем нагнетательный клапан закрывается, и начинается процесс сжатия воздуха в цилиндре двигателя. Поскольку процесс сжатия начинается не от нижней мертвой точки, фактическая степень сжатия будет меньше геометрической. Величину фактической степени сжатия можно изменять, регулируя моменты открытия и закрытия нагнетательного клапана с помощью привода клапана. При приближении поршня к верхней мертвой точке через форсунку в цилиндр подается топливо, и рабочий процесс развивается по обычной схеме.

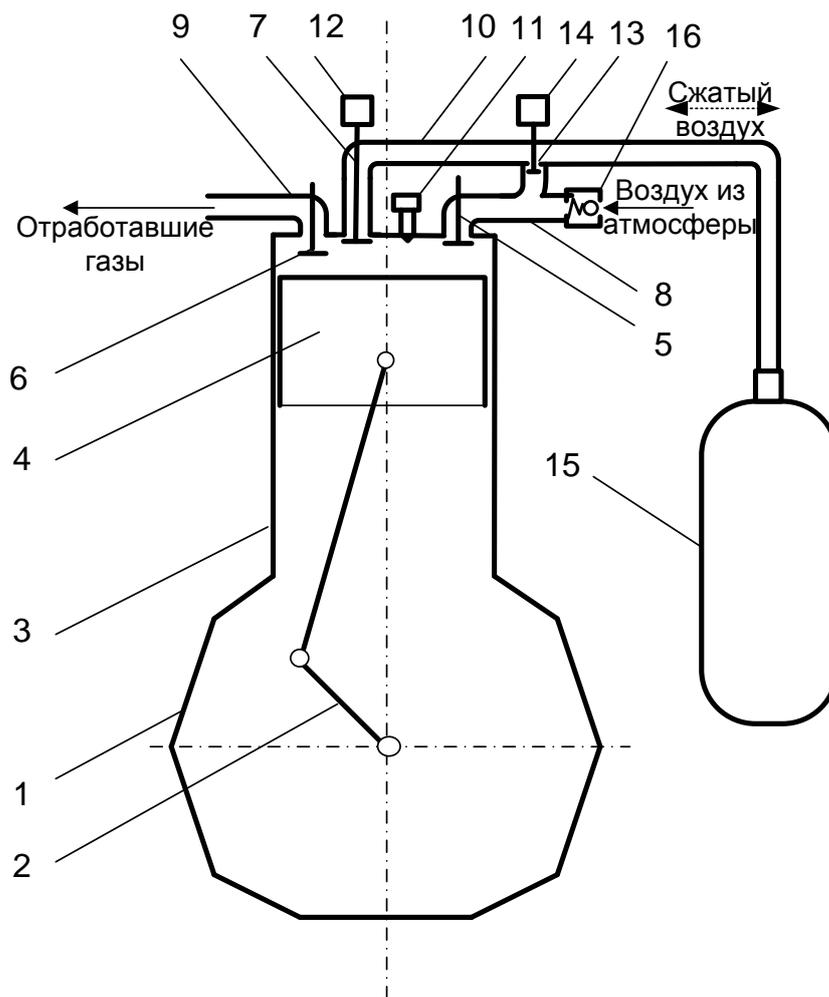


Рис. 1.5. Двигатель внутреннего сгорания для городского транспорта ( патент на полезную модель RU 85556 U1)

В случае необходимости резкого кратковременного увеличения мощности, в момент начала фактического сжатия с помощью привода открывается клапан управления, и сжатый воздух из ресивера поступает в цилиндр, обеспечивая увеличение массового наполнения двигателя воздухом и возможность сжигания большего количества топлива.

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано для повышения пусковых качеств двигателя внутреннего сгорания, обеспечения его высоких экономических показателей, пониженной механической нагруженности узлов и деталей при работе на переменных режимах и, как следствие,

повышения его надежности, а также для обеспечения многотопливности. Двигатель внутреннего сгорания содержит: картер 1, в котором размещен кривошипно-шатунный механизм 2; цилиндр 3; поршень 4. В головке цилиндра 3 расположены впускной 5, выпускной 6 и нагнетательный 7 клапаны, впускной 8, выпускной 9 и воздушный 10 коллекторы, форсунка для впрыскивания топлива 11. Нагнетательный клапан 7 оборудован блоком электронного управления 12. Воздушный коллектор 10 содержит клапан 13, управляемый электронным блоком 14, и соединен с ресивером 15.

Двигатель внутреннего сгорания, содержащий картер с размещенным в нем кривошипно-шатунным механизмом, цилиндр, поршень, головку с впускным и выпускным клапанами, форсунку для впрыскивания топлива, отличающийся тем, что головка оборудована нагнетательным клапаном с блоком электронного управления, воздушным коллектором, содержащим клапан, управляемый электронным блоком, при этом воздушный коллектор соединен с ресивером.

Известен двигатель внутреннего сгорания (Бурячко, В.Р. Автомобильные двигатели: рабочие процессы. Показатели и характеристики. Методы повышения эффективности энергопреобразования / ДВ.Р.Бурячко, А.В.Гук - СПб.: НПИКЦ, 2005. - С.292 с.), содержащий: картер, в котором размещен кривошипно-шатунный механизм; цилиндр; поршень. В головке цилиндра расположены впускной и выпускной клапаны, форсунка для впрыскивания топлива.

Недостатками такого двигателя являются:

1. Низкие пусковые свойства в условиях низких температур окружающего воздуха, обусловленные недостаточно высокой степенью сжатия. Сделать же более высокую степень сжатия не позволяют возникающие при этом большие механические потери и нагруженность узлов и деталей при работе двигателя на различных эксплуатационных режимах.

2. Невозможность резкого кратковременного форсирования двигателя при резком кратковременном увеличении внешней нагрузки.

3. Невозможность обеспечения оптимальной степени сжатия при работе на различных топливах.

Известен также двигатель внутреннего сгорания с регулируемой степенью сжатия (Белов П.А. Двигатели армейских машин. Часть первая. Теория / П.А.Белов, В.Р.Бурячко, Е.Н.Акатов - М.: Воениздат, 1971. - С.488-492), содержащий: картер, в котором размещен кривошипно-шатунный механизм; цилиндр; поршень, регулирующий степень сжатия. В головке цилиндра расположены впускной и выпускной клапаны, форсунка для впрыскивания топлива.

Недостатками такого двигателя являются:

1. Сложность конструкции поршня, автоматически регулирующего степень сжатия.

2. Невозможность резкого кратковременного форсирования двигателя при резком кратковременном увеличении внешней нагрузки.

Данная конструкция двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является повышение пусковых качеств двигателя внутреннего сгорания, обеспечения его высоких экономических показателей, пониженной механической нагруженности узлов и деталей при работе на переменных режимах и, как следствие, повышения его надежности, а также для обеспечения многотопливности без использования поршня сложной конструкции, автоматически регулирующего степень сжатия.

Решение поставленной задачи достигается тем, что двигатель изготавливается с высокой геометрической степенью сжатия. В головке цилиндра имеется нагнетательный клапан, который с одной стороны, позволяет наполнять сжатым воздухом ресивер, а с другой – обеспечивать переменную фактическую степень сжатия; при этом сжатый воздух из

ресивера через специальный клапан может обеспечивать наддув двигателя при необходимости резкого увеличения мощности

Двигатель внутреннего сгорания содержит: картер 1, в котором размещен кривошипно-шатунный механизм 2; цилиндр 3; поршень 4. В головке цилиндра 3 расположены впускной 5, выпускной 6 и нагнетательный 7 клапаны, впускной 8, выпускной 9 и воздушный 10 коллекторы, форсунка для впрыскивания топлива 11. Нагнетательный клапан 7 оборудован блоком электронного управления 12. Воздушный коллектор 10 содержит клапан 13, управляемый электронным блоком 14, и соединен с ресивером 15.

Предлагаемый двигатель внутреннего сгорания работает следующим образом.

При пуске в условиях низких температур окружающего воздуха двигатель работает по обычному четырехтактному циклу с высокой степенью сжатия (24-28). Нагнетательный клапан 7 и клапан 13 закрыты. После пуска двигателя и выхода его на обычный режим и частичного перемещения поршня от нижней мертвой точки вверх и достижения давления 4-5 кПа, открывается нагнетательный клапан 7 и сжатый воздух по воздушному коллектору 10 поступает в ресивер 15. Затем нагнетательный клапан 7 закрывается, и начинается процесс сжатия воздуха в цилиндре 3 двигателя. Поскольку процесс сжатия начинается не от нижней мертвой точки, фактическая степень сжатия будет меньше геометрической. Величину фактической степени сжатия можно изменять, регулируя моменты открытия и закрытия нагнетательного клапана 7 с помощью блока электронного управления 12. При приближении поршня 4 к верхней мертвой точке через форсунку 11 в цилиндр 3 подается топливо, и рабочий процесс развивается по обычной схеме.

В случае необходимости резкого кратковременного увеличения мощности, в момент начала фактического сжатия с помощью электронного блока 14 открывается клапан 13, и сжатый воздух из ресивера 15 поступает в

цилиндр 3, обеспечивая увеличение массового наполнения двигателя воздухом и возможность сжигания большего количества топлива.

По сравнению с прототипом предлагаемый двигатель внутреннего сгорания:

1. Не имеет поршня сложной конструкции, автоматически регулирующего степень сжатия.
2. Позволяет кратковременно форсировать двигатель при резком кратковременном увеличении внешней нагрузки.

Автоматизация процессов управления двигателями такого рода позволяет повысить их эффективность.

Авторами также разработан двигатель внутреннего сгорания (рис. 1.6), содержащий картер с размещенным в нем кривошипно-шатунным механизмом с коленчатым валом, цилиндр, поршень, головку цилиндра с впускным коллектором с дроссельной заслонкой, впускным и выпускным клапанами, электроуправляемой топливной форсункой, электромагнитным нагнетательным клапаном с охладителем воздуха и ресивером, тепловым аккумулятором с выпускным коллектором, выпускным и перепускным электромагнитными клапанами, отличающийся тем, что в головке цилиндра расположен блок искрового зажигания, управляемый электронным блоком, связанным с системой датчиков, включающей датчик частоты вращения коленчатого вала, датчик положения коленчатого вала, датчик температуры двигателя, датчик детонации, датчик температуры воздуха, датчик скорости воздуха, датчик содержания кислорода в отработанных газах, датчик давления сжатого воздуха и датчик положения дроссельной заслонки.

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано для повышения эффективных, улучшения экономических показателей, а также для обеспечения многотопливности двигателя внутреннего сгорания.

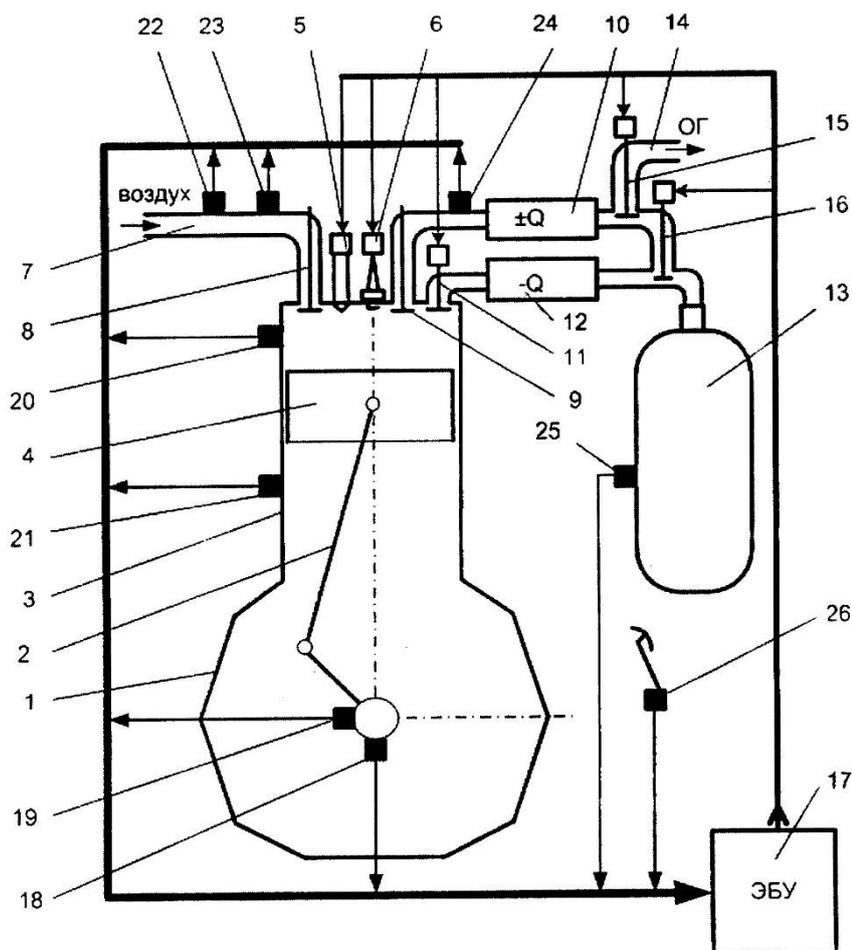


Рис. 1.6. Двигатель внутреннего сгорания для городского транспорта с электронным блоком управления (патент на полезную модель RU 102231 U1)

Двигатель внутреннего сгорания содержит: картер 1, в котором размещен кривошипно-шатунный механизм 2; цилиндр 3; поршень 4. В головке цилиндра 3 расположены электроуправляемая топливная форсунка 5, блок искрового зажигания 6 впускной коллектор 7 с впускным клапаном 8, выпускной клапан 9, соединенный с тепловым аккумулятором 10, нагнетательный электромагнитный клапан 11, соединенные с охладителем воздуха 12 ресивера 13, выпускного коллектора 14 с выпускным 15 и перепускным 16 электромагнитными клапанами. Управление блоком искрового зажигания 6, электроуправляемой топливной форсункой 5 и электромагнитными клапанами 11, 15, 16 осуществляется электронным блоком управления 17 в зависимости от информации поступающей от

датчика частоты вращения коленчатого вала 18, датчика положения коленчатого вала 19, датчика температуры двигателя 20, датчика детонации 21, датчика температуры воздуха 22, датчика скорости воздуха 23, датчика содержания кислорода в отработавших газах 24, датчика давления сжатого воздуха 25 и датчика положения акселератора 26.

Известен двигатель внутреннего сгорания (Патент на полезную модель РФ №85556 Двигатель внутреннего сгорания / Руднев В.В., Хасанова М.Л., Кукис В.С. Приоритет 20.03.2009., опубл. 10.08.2009. Бюл. №22.), содержащий: картер, в котором размещен кривошипно-шатунный механизм; цилиндр; поршень. В головке цилиндра расположены впускной, выпускной и нагнетательный клапаны, впускной, выпускной и воздушный коллекторы, форсунка для впрыскивания топлива. Нагнетательный клапан оборудован блоком электронного управления. Воздушный коллектор содержит клапан, управляемый электронным блоком, и соединен с ресивером.

Недостатками такого двигателя являются:

1. Невозможность обеспечения оптимального смесеобразования при работе на различных топливах.
2. Невозможность повторного использования тепловой энергии отработавших газов в рабочем цикле.

Известен также двигатель внутреннего сгорания (Патент на полезную модель РФ №89179 Двигатель внутреннего сгорания / Руднев В.В., Хасанова М.Л. Приоритет 08.05.2009., опубл. 27.11.2009. Бюл. №33.), содержащий: картер, в котором размещен кривошипно-шатунный механизм; цилиндр; поршень. В головке цилиндра расположены топливная форсунка, впускной коллектор с впускным клапаном, выпускной клапан, соединенный с тепловым аккумулятором, нагнетательный и перепускной клапаны, соединенные с охладителем воздуха ресивера низкого давления и охладителем воздуха ресивера высокого давления, выпускной коллектор с выпускным и нагнетательным электромагнитными клапанами.

Недостатками такого двигателя являются:

1. Невозможность обеспечения оптимального смесеобразования при работе на различных топливах.

2. Отсутствие автоматического регулирования момента подачи топлива, момента зажигания и управления клапанами в зависимости от режимов работы двигателя.

Данная конструкция двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является повышение эффективных показателей двигателя внутреннего сгорания.

Решение поставленной задачи достигается тем, что управление топливной форсункой, блоком искрового зажигания и электромагнитными клапанами осуществляется электронным блоком управления, что позволяет осуществлять воспламенение топливно-воздушной смеси от искры, от сжатия (компрессионные двигатели) или от момента подачи топлива (дизели) в зависимости от режима работы двигателя.

Двигатель внутреннего сгорания содержит: картер 1, в котором размещен кривошипно-шатунный механизм 2 с коленчатым валом без позиции цилиндр 3; поршень 4. В головке цилиндра 3 расположены электроуправляемая топливная форсунка 5, блок искрового зажигания 6 впускной коллектор 7 с дроссельной заслонкой, без позиции на чертеже с впускным клапаном 8, выпускной клапан 9, соединенный с тепловым аккумулятором 10, нагнетательный электромагнитный клапан 11, соединенные с охладителем воздуха 12 ресивера 13, выпускного коллектора 14 с выпускным 15 и перепускным 16 электромагнитными клапанами. Управление блоком искрового зажигания 6, электроуправляемой топливной форсункой 5 и электромагнитными клапанами 11, 15, 16 осуществляется электронным блоком управления 17 в зависимости от информации, поступающей от датчика частоты вращения коленчатого вала 18, датчика положения коленчатого вала 19, датчика температуры двигателя 20, датчика детонации 21, датчика температуры воздуха 22, датчика скорости воздуха 23,

датчика содержания кислорода в отработавших газах 24, датчика давления сжатого воздуха 25 и датчика положения акселератора 26.

Предлагаемый двигатель внутреннего сгорания работает на режиме пуска, на режиме торможения двигателем, на режиме резкого кратковременного увеличения мощности аналогично прототипа. Процесс сжатия начинается не от нижней мертвой точки, фактическая степень сжатия будет меньше геометрической. Величину фактической степени сжатия можно изменять, регулируя моменты открытия и закрытия нагнетательного клапана 11. Управление топливной форсункой 5, блоком искрового зажигания 6 и нагнетательным 11, перепускным 16 и выпускным 15 электромагнитными клапанами осуществляется электронным блоком управления 17 на основании информации получаемой от датчика частоты вращения коленчатого вала 18, датчика положения коленчатого вала 19, датчика температуры двигателя 20, датчика детонации 21, датчика температуры воздуха 22, датчика скорости воздуха 23, датчика содержания кислорода в отработавших газах 24, датчика давления сжатого воздуха 25 и датчика положения акселератора 26, что позволяет осуществлять воспламенение топливно-воздушной смеси от искры, от сжатия (компрессионные двигатели) или от момента подачи топлива (дизели) в зависимости от режима работы двигателя.

На режиме холостого хода и режимах высоких нагрузок при средних частотах вращения коленчатого вала, электронный блок управления 17 отключает блок искрового зажигания 6, управляет электроуправляемой топливной форсункой 5 и нагнетательным электромагнитным клапаном 11 обеспечивая начало воспламенения топлива в зависимости от начала его подачи в цилиндр 3 (Дизель), тем самым обеспечивая минимальный удельный эффективный расход топлива.

На режимах средних нагрузок электронный блок управления 17 управляет блоком искрового зажигания 6, электроуправляемой топливной форсункой 5 и нагнетательным электромагнитным клапаном 11, обеспечивая

начало воспламенения топливно-воздушной смеси от искры. При этом начало подачи топлива в цилиндр 3 осуществляется в начале такта сжатия одновременно с закрытием нагнетательного электромагнитного клапана 11, тем самым улучшая процесс смесеобразования.

На режимах высоких нагрузок при высоких частотах вращения коленчатого вала электронный блок управления 17 отключает блок искрового зажигания 6, управляет электроуправляемой топливной форсункой 5 и нагнетательным электромагнитным клапаном 11 обеспечивая начало воспламенения топлива в зависимости от давления в конце такта сжатия (цикл компрессионных двигателей). При этом начало подачи топлива в цилиндр 3 осуществляется в начале такта сжатия одновременно с закрытием нагнетательного электромагнитного клапана 11, тем самым улучшая процесс смесеобразования на высоких частотах вращения коленчатого вала особенно при применении дизельного топлива.

По сравнению с прототипом предлагаемый двигатель внутреннего сгорания:

1. Обеспечивает оптимальное смесеобразование при работе на различных топливах и режимах.
2. В зависимости от режимов работы двигателя регулирование момента подачи топлива, момента зажигания и управления клапанами осуществляется автоматически.
3. Позволяет повысить экономические и экологические показатели многотопливного двигателя за счет осуществления различных способов смесеобразования и воспламенения топливно-воздушной смеси в зависимости от режима работы двигателя.

Возможность форсирования подобных установок привела к разработке двигателей внутреннего сгорания (1.7), содержащих: картер с размещенным в нем кривошипно-шатунным механизмом, цилиндр, поршень, головку цилиндра с впускным коллектором, впускным и выпускным клапанами,

форсунку для впрыскивания топлива, отличающийся тем, что головка цилиндра дополнительно оборудована перепускным клапаном с охладителем воздуха и ресивером низкого давления, нагнетательным клапаном с охладителем воздуха и ресивером высокого давления, тепловым аккумулятором с выпускным коллектором, выпускным и нагнетательным электромагнитными клапанами.

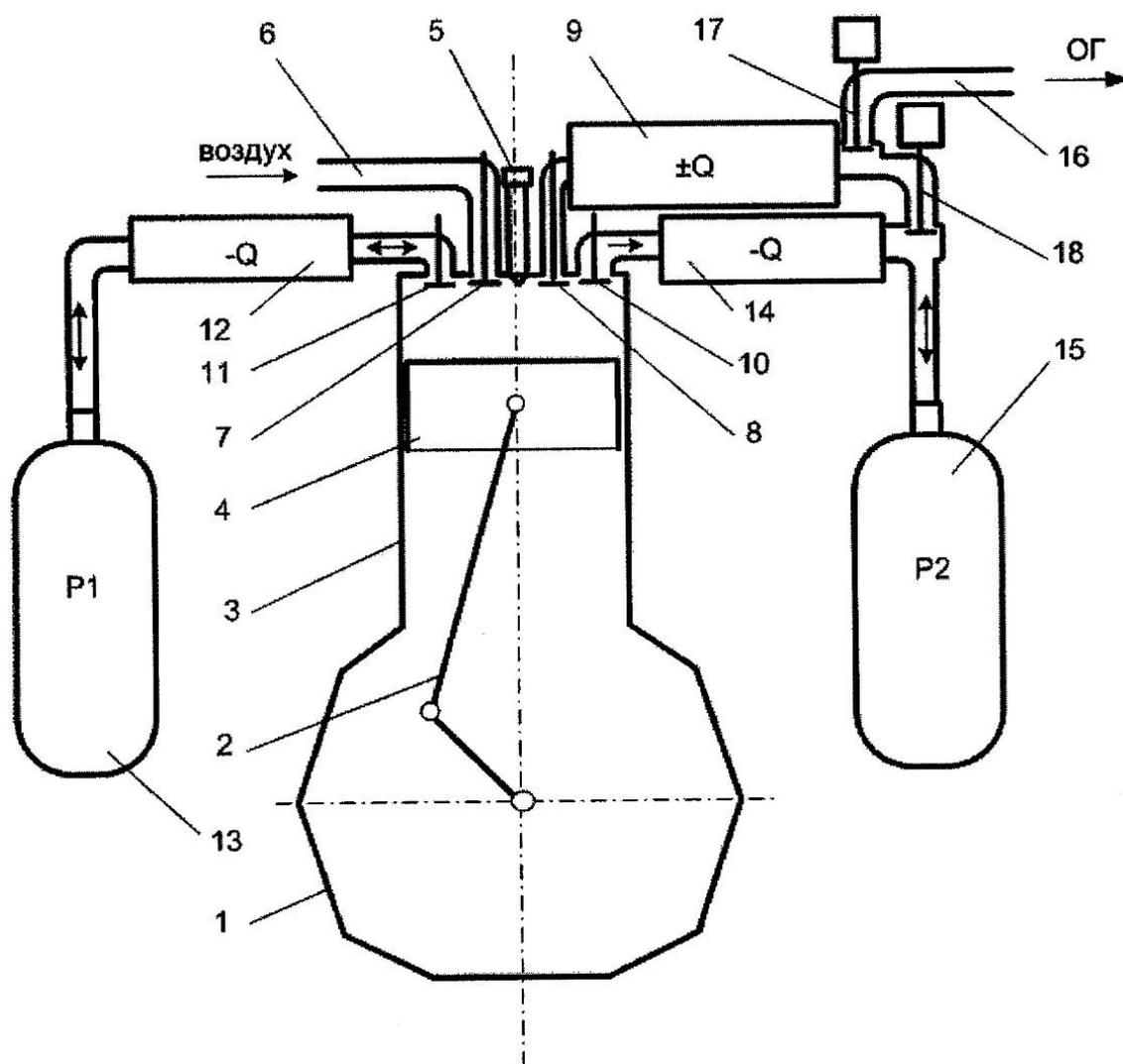


Рис. 1.7. Двигатель внутреннего сгорания для городского транспорта с возможностью форсирования (патент на полезную модель RU 89179 U1)

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано для повышения пусковых качеств двигателя внутреннего сгорания, обеспечения на режиме торможения

двигателем накопления энергии в виде сжатого под высоким давлением воздуха, с применением ее для форсирования двигателя при работе на переменных режимах и, как следствие, повышения надежности двигателя, экономических показателей, а также для обеспечения многотопливности.

Двигатель внутреннего сгорания содержит: картер 1, в котором размещен кривошипно-шатунный механизм 2; цилиндр 3; поршень 4. В головке цилиндра 3 расположены топливная форсунка 5, впускной коллектор 6 с впускным клапаном 7, выпускной клапан 8, соединенный с тепловым аккумулятором 9, нагнетательный 10 и перепускной 11 клапаны, соединенные с охладителем воздуха 12 ресивера низкого давления 13 и охладителем воздуха 14 ресивера высокого давления 15, выпускной коллектор 16 с выпускным 17 и нагнетательным 18 электромагнитными клапанами.

Известен двигатель внутреннего сгорания (Бурячко, В.Р. Автомобильные двигатели: рабочие процессы. Показатели и характеристики. Методы повышения эффективности энергопреобразования / В.Р.Бурячко, А.В.Гук - СПб.: НПИКЦ, 2005. - С.292), содержащий: картер, в котором размещен кривошипно-шатунный механизм; цилиндр; поршень. В головке цилиндра расположены впускной и выпускной клапаны, форсунка для впрыскивания топлива.

Недостатками такого двигателя являются:

1. Низкие пусковые свойства в условиях низких температур окружающего воздуха, обусловленные недостаточно высокой степенью сжатия. Сделать же более высокую степень сжатия не позволяют возникающие при этом большие механические потери и нагруженность узлов и деталей при работе двигателя на различных эксплуатационных режимах.

2. Невозможность обеспечения оптимальной степени сжатия при работе на различных топливах.

3. Невозможность повторного использования тепловой энергии отработавших газов в рабочем цикле.

4. Невозможность резкого кратковременного форсирования двигателя при резком кратковременном увеличении внешней нагрузки.

Известен также двигатель внутреннего сгорания с регулируемой степенью сжатия (Белов П.А. Двигатели армейских машин. Часть первая. Теория / П.А.Белов, В.Р.Бурячко, Е.Н.Акатов - М.: Воениздат, 1971. - С.488-492), содержащий: картер, в котором размещен кривошипно-шатунный механизм; цилиндр; поршень, регулирующий степень сжатия. В головке цилиндра расположены впускной и выпускной клапаны, форсунка для впрыскивания топлива.

Недостатками такого двигателя являются:

1. Сложность конструкции поршня, автоматически регулирующего степень сжатия.

2. Невозможность резкого кратковременного форсирования двигателя при резком кратковременном увеличении внешней нагрузки.

Данная конструкция двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является повышения пусковых качеств двигателя внутреннего сгорания, обеспечения на режимах торможения двигателем накопления энергии в виде сжатого под высоким давлением воздуха, с применением ее для форсирования двигателя при работе на переменных режимах и, как следствие, повышения надежности двигателя, экономических показателей, а также для обеспечения многотопливности без использования поршня сложной конструкции, автоматически регулирующего степень сжатия.

Решение поставленной задачи достигается тем, что двигатель изготавливается с высокой геометрической степенью сжатия. В головке цилиндра имеется нагнетательный и перепускной клапаны, которые, с одной стороны, позволяет наполнять сжатым воздухом с промежуточным его

охлаждением ресивер низкого давления, и на режимах торможения двигателем наполнять воздухом, с промежуточным его охлаждением, ресивер высокого давления, а с другой – обеспечивать переменную фактическую степень сжатия. Сжатый воздух из ресивера высокого давления через специальный клапан, нагреваясь в тепловом аккумуляторе, в котором накапливается теплота отработавших газов, подается во время такта расширения на режиме резкого увеличения мощности.

Предлагаемый двигатель внутреннего сгорания работает следующим образом.

В условиях низких температур окружающего воздуха пуск двигателя осуществляется по обычному четырехтактному циклу дизеля с высокой степенью сжатия (24-28). Нагнетательный клапан 10 и перепускной клапан 11 закрыты. После пуска двигателя, выхода его на обычный режим и частичного перемещения поршня от нижней мертвой точки вверх до достижения давления 4-5 кПа, открывается перепускной клапан 11, сжатый воздух через охладитель 12 поступает в ресивер низкого давления 13. Затем перепускной клапан 11 закрывается, начинается процесс сжатия воздуха в цилиндре 3 двигателя. Поскольку процесс сжатия начинается не от нижней мертвой точки, фактическая степень сжатия будет меньше геометрической. Величину фактической степени сжатия можно изменять, регулируя моменты открытия и закрытия перепускного клапана 11. При приближении поршня 4 к верхней мертвой точке через форсунку 5 в цилиндр 3 подается топливо и рабочий процесс проходит по обычной схеме. Теплота отводится от отработавших газов и накапливается в тепловом аккумуляторе 9, а отработавшие газы через выпускной электромагнитный клапан 17 и выпускной коллектор 16 поступают в атмосферу.

На режиме торможения двигателем происходит двухступенчатое сжатие воздуха до 10-15 МПа а с промежуточным охлаждением и накопление его в ресивере высокого давления 15. Поддачи топлива через форсунку 5 не происходит, двигатель работает по четырехтактному циклу.

На первом такте поршень 4 движется из верхней мертвой точки к нижней, через впускной коллектор 6 и открытый впускной клапан 7 воздух за счет разрежения попадает в цилиндр 3. На втором такте при движении из нижней мертвой точки к верхней поршень 4 через открытый перепускной клапан 11 и охладитель воздуха 12 нагнетает воздух в ресивер низкого давления 13. На третьем такте, поршень 4 движется к нижней мертвой точке, закачивая в цилиндр 3 воздух из ресивера низкого давления 13 через перепускной клапан 11 и охладитель 12. На четвертом такте движением поршня 4 вверх воздух вытесняется через нагнетательный клапан 10 и охладитель 14 в ресивер высокого давления 15.

На режиме резкого кратковременного увеличения мощности двигатель работает по обычному четырехтактному циклу дизеля. В момент начала фактического расширения, на рабочем ходу, закрывается выпускной электромагнитный клапан 17, открывается выпускной клапан 8, и сжатый воздух из ресивера высокого давления 15 поступает через открытый нагнетательный электромагнитный клапан 18 и тепловой аккумулятор 9 в цилиндр 3, обеспечивая увеличение эффективного давления на такте расширения нагревом сжатого воздуха в тепловом аккумуляторе 9 и за счет смешивания его с горячими газами в цилиндре 3.

По сравнению с прототипом предлагаемый двигатель внутреннего сгорания:

1. Не имеет поршня сложной конструкции, автоматически регулирующего степень сжатия.
2. На режиме торможения двигателем позволяет накапливать энергию в виде сжатого воздуха под высоким давлением.
3. Позволяет кратковременно форсировать двигатель при резком увеличении внешней нагрузки, используя сжатый воздух и теплоту отработавших газов.

Желание повысить эффективность привело к объединению нескольких двигателей. Примером является комбинированная силовая установка (рис. 1.8), включающая расширительную машину, снабженную впускным, выпускным клапанами, форсункой и топливным баком, двигатель Стирлинга, компрессор, ресивер, отличающаяся тем, что она содержит компрессор высокого давления, соединенный трубопроводом с ресивером высокого давления; электромагнитный клапан и систему зажигания, управляемые блоком контроля, получающим сигналы от датчика частоты вращения вала, датчика давления воздуха, датчика температуры, датчика органа управления.

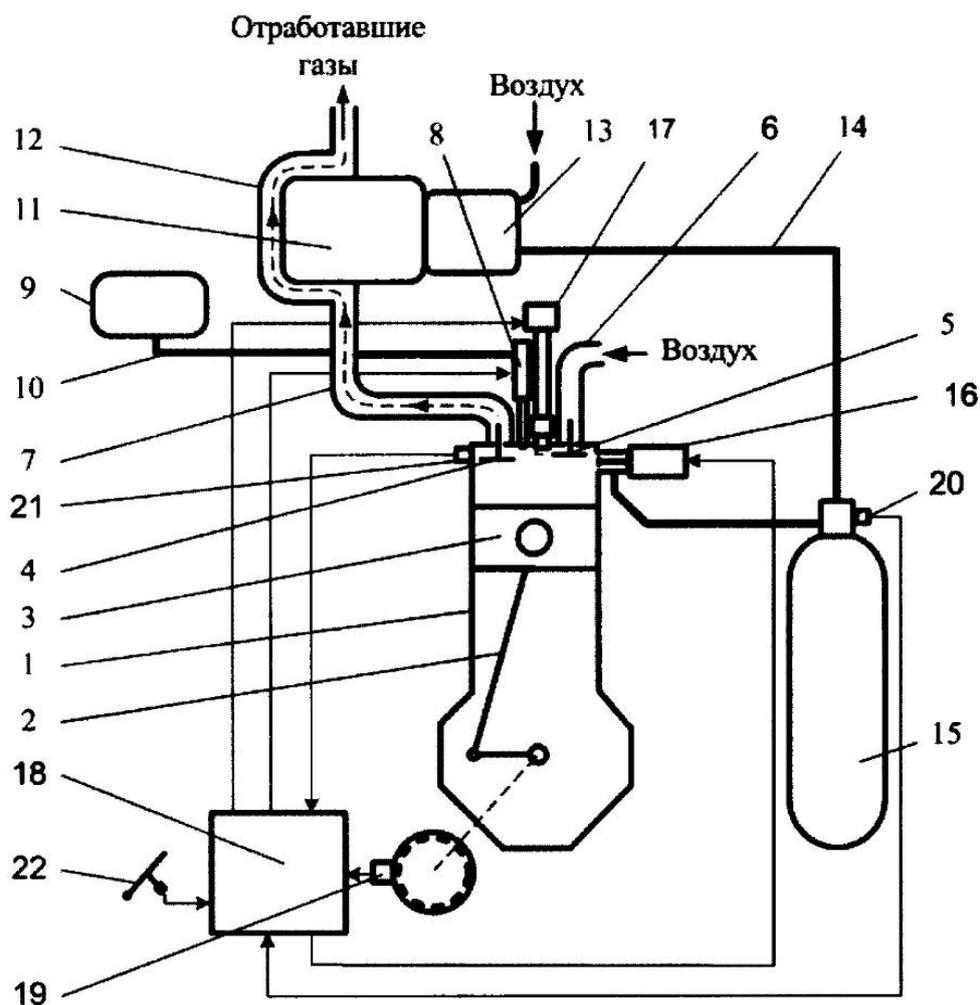


Рис. 1.8. Комбинированная силовая установка для городского транспорта (патент на полезную модель RU 64706 U1)

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано для повышения

эффективности преобразования термохимической энергии сжигаемого топлива в механическую работу на разных режимах работы силовой установки.

Предлагаемая комбинированная силовая установка содержит: поршневую расширительную машину 1 с кривошипно-шатунным механизмом 2, поршнем 3, впускным 4, выпускным 5 клапанами, впускным 6, выпускным патрубками 7 и форсункой 8; топливный бак 9 с топливопроводом 10; двигатель Стирлинга 11 с полостью для прохода отработавших газов 12; компрессор высокого давления 13, соединенный трубопроводом 14 с ресивером 15; электромагнитный клапан 16 и система зажигания 17 управляемые блоком контроля 18 получающим сигналы от датчика частоты вращения вала 19, датчика давления воздуха 20, датчика температуры 21, датчика органа управления 22.

Известны силовые установки с разделенными процессами сжатия и расширения.

Известен двигатель с разделенными процессами сжатия и расширения (Сухов А. Выхлоп чище воздуха // За рулем. - 2001. №4.), который содержит два цилиндра разного диаметра с клапанами. Эти цилиндры расположены V-образно и соединены каналами со сферической камерой, находящейся между ними и имеющей впускной и выпускной клапаны. Когда поршень в малом цилиндре движется вниз, в надпоршневое пространство засасывая наружный воздух. Затем, при движении вверх, поршень сжимает воздух (впускной клапан цилиндра закрыт, впускной клапан сферической камеры открыт, выпускной-закрыт). В конце такта сжатия давление поднимается до 20 бар. Впускной клапан сферической камеры закрывается, а в камеру подается топливо и сжатый воздух из ресивера. Затем, выпускной клапан сферической камеры открывается, и продукты сгорания направляются в большой цилиндр, где происходит расширение. После расширения открывается выпускной клапан большого цилиндра, и отработавшие газы выходят в атмосферу.

Недостатками описанной конструкции являются:

1. Невозможность полного расширения (до атмосферного давления) продуктов сгорания в большом цилиндре, так как поршни и большого и малого цилиндра с помощью шатунов соединены с общим кривошипом.

2. Невозможность пополнения сжатым воздухом ресивера в процессе работы двигателя.

Известна также силовая установка с разделенными процессами сжатия и расширения (Кукис В.С., Попов Ю.Л. и др. силовая установка с разделенными процессами сжатия и расширения: Патент на полезную модель. RU 52938., F02G 5/02. Опубл. 27.04.06. Бюл. №12), включающая компрессор, расширительную машину, снабженную впускным, выпускным клапанами и форсункой, ресивер и топливный бак, а также двигатель Стирлинга, работающий за счет теплоты отработавших газов расширительной машины и приводящий в действие компрессор, причем нагреватель двигателя Стирлинга оборудован полостью для прохода отработавших газов.

Недостатками этого двигателя является:

1. Затрудненный пуск, так как работа его не возможна без работы двигателя Стирлинга;

2. Низкое среднее эффективное давление, что приводит к снижению крутящего момента особенно на переменных режимах работы силовой установки.

Данная конструкции двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является повышение эффективности преобразования термохимической энергии сжигаемого топлива в механическую работу на разных режимах работы силовой установки.

Решение поставленной задачи достигается тем, что в предлагаемой комбинированной силовой установке процесс сжатия воздуха осуществляется в компрессоре высокого давления с последующим накоплением его в ресивере, привод компрессора от двигателя Стирлинга

(Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга. - М.: Мир, 1986. - 464 с.), который работает за счет теплоты отработавших газов, выбрасываемых из поршневой расширительной машины, работающей по четырех тактному циклу. Момент воспламенения, дозирование топлива и сжатого воздуха в цилиндре расширительной машины осуществляется блоком управления в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, давления воздуха в ресивере, температуры расширительной машины и положения органа управления, что позволяет осуществлять пуск двигателя на накопленном в ресивере воздухе, использовать расширительную машину в режиме четырех тактного двигателя внутреннего сгорания и импульсно повышать мощность всей силовой установки совместно используя энергию сгораемого топлива в расширительной машине с энергией подаваемого в нее сжатого воздуха.

Предлагаемая силовая установка с разделенными процессами сжатия и расширения работает следующим образом.

Расширительная машина 1 работает по четырех тактному циклу. При движении поршня 3 вниз, приводимым кривошипно-шатунным механизмом 2, воздух из атмосферы по впускному патрубку 6 через впускной клапан 5 поступает в расширительную машину 1, затем поршень 3 движется вверх сжимает воздух, в следствие чего температура его повышается. В конце такта сжатия в горячий воздух расширительной машины 1 через электромагнитный клапан 16 подается сжатый воздух из ресивера 15, он прогревается, расширяется и поршень движется вниз, происходит такт расширения. На такте выпуска поршень 3 выталкивает отработавший воздух из расширительной машины 1 через выпускной клапан 4. При использовании расширительной машины 1 в режиме четырех тактного двигателя внутреннего сгорания, топливо из топливного бака 9 по топливопроводу 10 подается на форсунку 8 и впрыскивается во время такта сжатия, а воспламеняется системой зажигания 17. Теплота, выделившаяся при сгорании топлива, используется для лучшего прогрева сжатого воздуха, подаваемого в расширительную машину 1 из ресивера 15. После завершения

очередного рабочего цикла, горячие отработавшие газы из расширительной машины 1 выталкиваются поршнем 3, через выпускной клапан 4 по выпускному патрубку 7 и поступают в полость 12, окружающую нагреватель двигателя Стирлинга 11. Мощность, вырабатываемая двигателем Стирлинга, используется для сжатия воздуха в компрессоре высокого давления 13. Сжатый воздух по трубопроводу 14 подается в ресивер 15 для накопления. Управление электромагнитным клапаном 16, форсункой 8 и системой зажигания 17 осуществляется блоком контроля 18 в зависимости от сигналов, получаемых от датчика органа управления 22, датчика частоты вращения вала 19, датчика давления воздуха 19 в ресивере 15 и датчика температуры 21 расширительной машины 1.

По сравнению с прототипом предлагаемая силовая установка позволяет накапливать сжатый воздух в ресивере, что позволяет осуществлять пуск двигателя на накопленном в ресивере воздухе, использовать расширительную машину в режиме четырех тактного двигателя внутреннего сгорания и импульсно повышать мощность всей силовой установки совместно используя энергию сгораемого топлива в расширительной машине с энергией подаваемого в нее сжатого воздуха. Управление моментом воспламенения, дозирования топлива и сжатого воздуха в цилиндре расширительной машины осуществляется блоком управления в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, давления воздуха в ресивере, температуры расширительной машины и положения органов управления силовой установкой.

Следующее направление, это тепловой двигатель с разделенными процессами газопарообразования (рис. 1.9), содержащий двухтактный поршневой двигатель с картером, цилиндром и кривошипно-шатунным механизмом с размещенными в головке цилиндра форсункой для впрыскивания воды, подаваемой насосом из бака, и выпускным клапаном для выпуска парогазовой смеси в конденсатор, предназначенный для

конденсации воды с последующим возвращением ее в бак с помощью насоса, отличающийся тем, что в цилиндре установлены рабочий и вспомогательный поршни с приводом от ромбического кривошипно-шатунного механизма, в нижней части цилиндра имеется клапан для подачи топливовоздушной смеси из системы питания.

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано в качестве силовой установки для получения эффективной мощности.

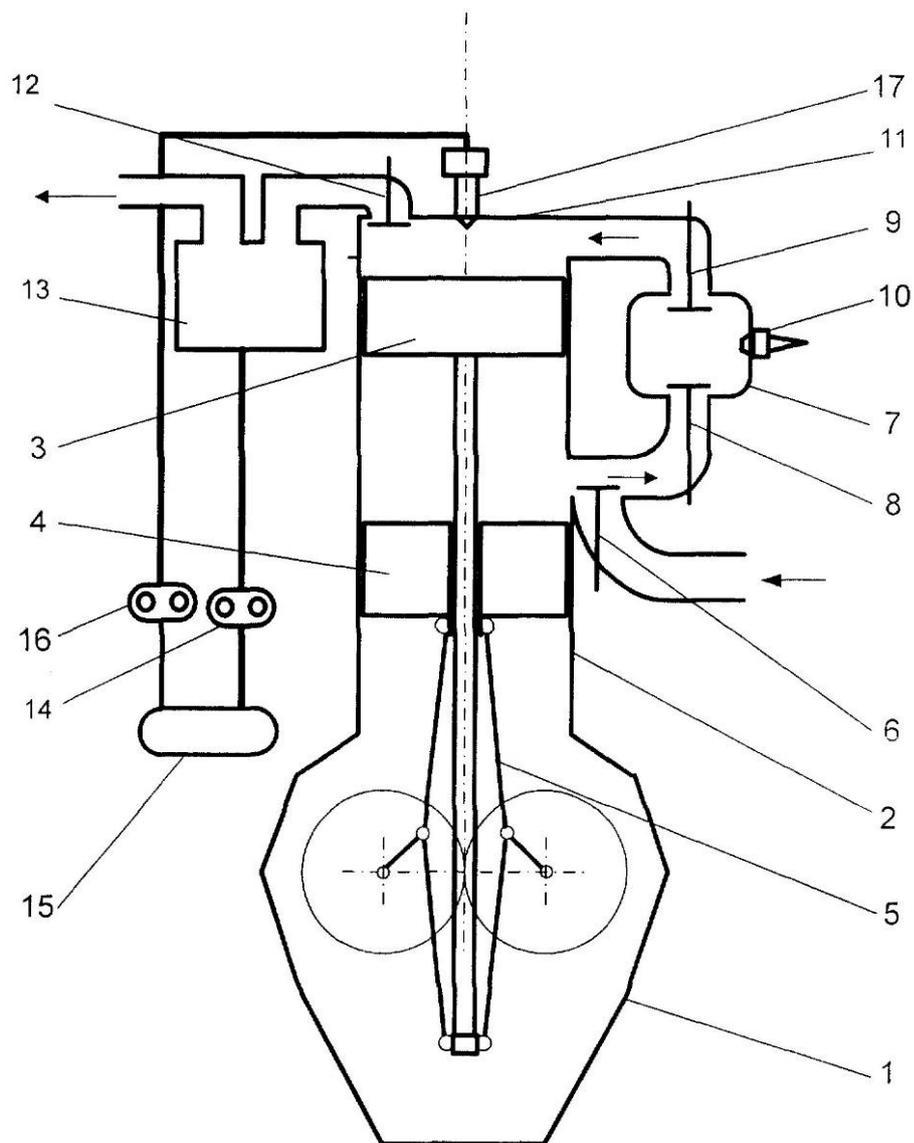


Рис. 1.9. Тепловой двигатель с разделенными процессами газопарообразования (патент на полезную модель RU 51111 U1)

Тепловой двигатель с разделенными процессами газопарообразования содержит: картер 1 с цилиндром 2, в которых перемещаются рабочий поршень 3 и вспомогательный поршень 4 с ромбическим кривошипно-шатунным механизмом 5. Нижняя часть цилиндра 2 оборудована клапаном 6 для подачи топливовоздушной смеси из системы питания. Объем нижней части цилиндра 2 может сообщаться с объемом верхней части цилиндра 2 через камеру сгорания 7, имеющую постоянный объем, оборудованную впускным 8 и выпускным 9 клапанами и свечей зажигания 10. В головке I цилиндра 2 имеется выпускной клапан 12 для выпуска парогазовой смеси в конденсатор 13, предназначенный для конденсации воды с последующим возвращением ее с помощью циркуляционного насоса 14 в бак 15, из которого насосом 16 вода подается к форсунке 17, расположенной в головке 11 цилиндра 2.

Известен двигатель (Сухов А. Выхлоп чище воздуха //За рулем. - 2001. №4.), способный работать на газе, бензине, дизельном топливе или воздухе, который содержит два цилиндра разного диаметра с клапанами. Эти цилиндры соединены каналами со сферической камерой, находящейся между ними и имеющей впускной и выпускной клапаны. При работе на воздухе поршень в малом цилиндре движется вниз, засасывая наружный воздух. Затем, при движении вверх, поршень сжимает воздух (впускной клапан цилиндра закрыт, впускной клапан сферической камеры открыт, выпускной - закрыт). В конце такта сжатия давление поднимается до 20 бар. Впускной клапан сферической камеры закрывается, а в камеру подается сжатый воздух под давлением 40-50 бар. Затем, выпускной клапан сферической камеры открывается, и этот воздух направляется в большой цилиндр, где происходит расширение. После расширения открывается выпускной клапан большого цилиндра, воздух выходит в атмосферу.

Недостатком описанной конструкции является то, что для обеспечения высокого давления воздуха, подаваемого в сферическую камеру, необходимо затрачивать значительное количество энергии.

Известен также двигатель с раздельными процессами газопарообразования (Руднев В.В., Кукис В.С., Богданов А.И. и др.: Свидетельство на полезную модель RU 27640 U1 7 F 01 K 7 00. Оpubл. 10.02.03. Бюлл.4), который имеет поршневой двигатель, включающий картер с насосным – малым цилиндром и рабочим – большим цилиндром, расположенными V-образно, в которых перемещаются поршни – насосный – малый и рабочий – большой. В картере и цилиндрах расположен кривошипно-шатунный механизм. Головка малого цилиндра содержит впускной клапан для подачи топливовоздушной смеси из системы питания. В головке большого цилиндра расположена форсунка для впрыскивания воды, подаваемой насосом из бака, и выпускной клапан для выпуска парогазовой смеси в конденсатор, предназначенный для конденсации воды с последующим возвращением ее в бак с помощью насоса. Камера сгорания постоянного объема выполнена отдельно от цилиндров и соединена с малым цилиндром через впускной клапан камеры сгорания, и с большим цилиндром через выпускной клапан камеры сгорания. В камере сгорания установлена свеча для воспламенения топливовоздушной смеси.

Недостатками этой конструкции являются малые удельные (на единицу массы двигателя и на единицу его рабочего объема) мощности и значительные массогабаритные показатели, что обусловлено наличием двух цилиндров.

Данная конструкция двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является повышение удельных (на единицу массы двигателя и на единицу его рабочего объема) мощностей и снижение массогабаритных показателей двигателя.

Решение поставленной задачи достигается тем, что в тепловом двигателе с разделенными процессами газопарообразования, содержащем двухтактный поршневой двигатель с картером, ромбическим кривошипно-шатунным механизмом с установленными в одном цилиндре рабочим и

вспомогательным поршнями, а также в нижней части цилиндра имеется клапан для подачи топливоздушной смеси из системы питания, и выпускной клапан для выпуска парогазовой смеси в конденсатор, предназначенный для конденсации воды с последующим возвращением ее в бак с помощью насоса, имеется камера сгорания постоянного объема, оборудованная впускным и выпускным клапанами а также с размещенными в головке цилиндра форсункой для впрыскивания воды, подаваемой насосом из бака.

Предлагаемый тепловой двигатель с разделенными процессами газопарообразования работает следующим образом.

При перемещении вверх вспомогательного поршня 4 и рабочего поршня 3 в результате возникающего между ними разрежения в цилиндре 2, через клапан 6 подается топливоздушная смесь из системы питания.

После достижения вспомогательным поршнем 4 крайнего нижнего положения клапан 6 закрывается и начинается уменьшение объема за счет сближения рабочего поршня 3 и вспомогательного поршня 4, которое сопровождается сжатием находящейся между ними топливоздушной смеси.

Открывается впускной клапан 8 камеры сгорания 7, и она заполняется сжатой топливоздушной смесью, после чего впускной клапан 8 камеры сгорания 7 закрывается, и топливоздушная смесь поджигается с помощью свечи зажигания 10 и горит в постоянном объеме. После достижения рабочим поршнем 3 верхнего крайнего положения открывается выпускной клапан 9 камеры сгорания 7, откуда после полного сгорания топлива, образовавшиеся горячие газы поступают в надпоршневое пространство цилиндра. Куда через форсунку 17 происходит впрыск воды из бака 15 при помощи насоса 16.

Образовавшийся перегретый пар расширяется, производя работу. Рабочий поршень 3 перемещается вниз, после его прихода в крайнее нижнее положение открывается выпускной клапан 12 для выпуска парогазовой смеси

в конденсатор 13, в котором происходит конденсация воды с последующим возвращением ее с помощью циркуляционного насоса 14 в бак 15. Цикл повторяется.

По сравнению с прототипом предлагаемый тепловой двигатель с разделенными процессами газопарообразования обеспечивает повышение удельных (на единицу массы двигателя и на единицу его рабочего объема) мощностей и снижение массогабаритных показателей.

Следующий тепловой двигатель с разделенными процессами газопарообразования (рис. 1.10), содержит двухтактный поршневой двигатель с картером, цилиндром и кривошипно-шатунным механизмом с размещенными в головке цилиндра форсункой для впрыскивания воды, подаваемой насосом из бака, и выпускным клапаном для выпуска парогазовой смеси в конденсатор, предназначенный для конденсации воды с последующим возвращением ее в бак с помощью насоса, отличающийся тем, что содержит цилиндр, имеющий больший диаметр в нижней части, и меньший диаметр - в верхней, а также поршень, нижняя часть которого имеет больший диаметр и перемещается в нижней части цилиндра, а верхняя часть - меньший диаметр и перемещается в верхней части цилиндра, поочередно работающие (через цикл) две камеры сгорания постоянного объема со свечами зажигания, оборудованные впускными и выпускными клапанами, причем в нижней части цилиндра имеется клапан для подачи топливовоздушной смеси из системы питания.

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано в качестве силовой установки для получения эффективной мощности.

Тепловой двигатель с разделенными процессами газопарообразования содержит: картер 1 с цилиндром 2, в которых перемещаются поршень 3 с кривошипно-шатунным механизмом 4. Нижняя часть 5 цилиндра 2 имеет больший диаметр, верхняя часть 6 цилиндра 2 имеет меньший диаметр. В

нижней части 5 цилиндра 2 расположена нижняя часть 7 поршня 3, в верхней части 6 цилиндра 2 расположена верхняя часть 8 поршня 3.

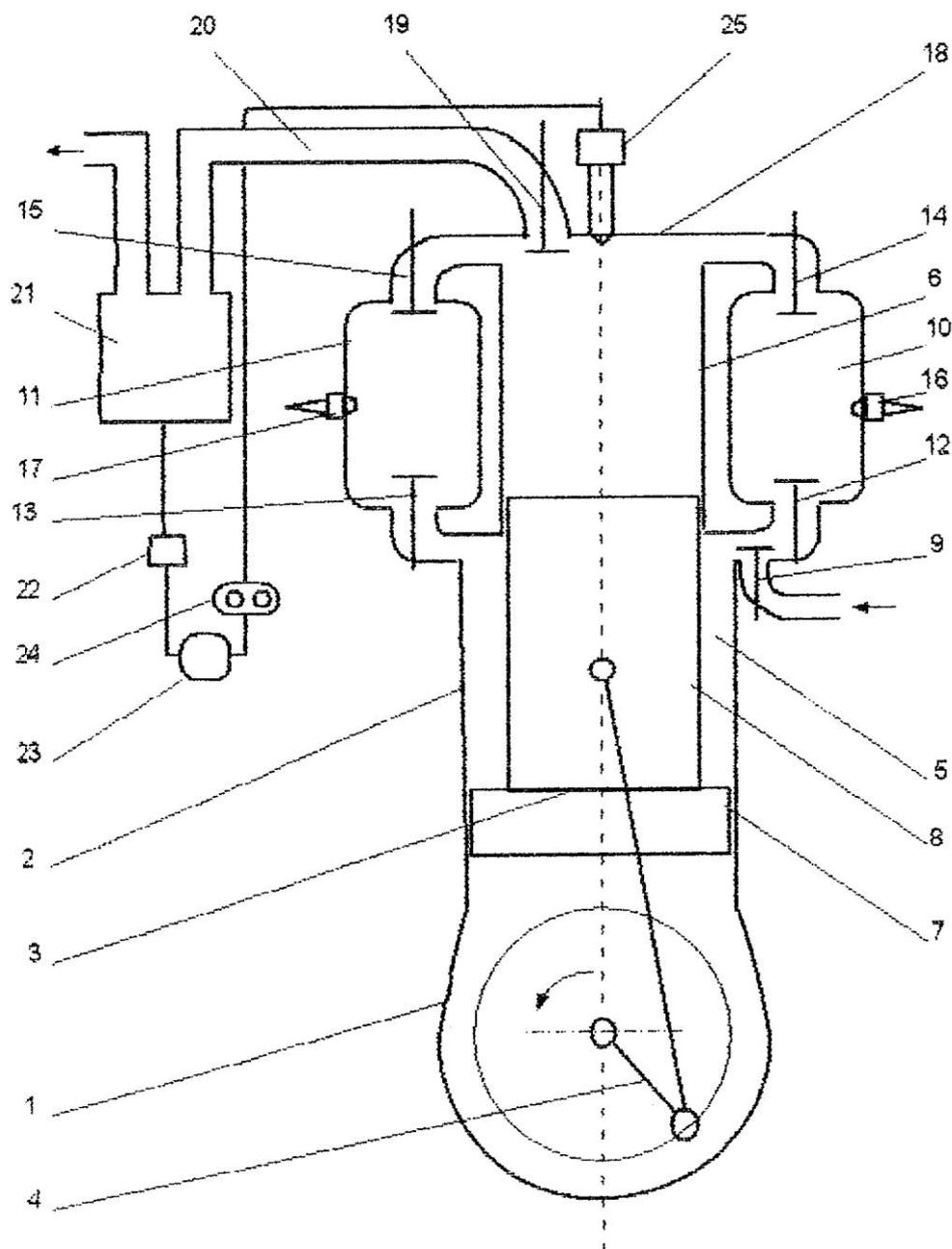


Рис. 1.10. Тепловой двигатель с разделенными процессами газопарообразования (патент на полезную модель RU 49114 U1)

Нижняя часть 5 цилиндра 2 оборудована клапаном 9 для подачи топливовоздушной смеси из системы питания. Объем нижней части 5 цилиндра 2 может сообщаться с верхней частью 6 цилиндра 2 через поочередно работающие (через цикл) камеры сгорания 10 и 11 постоянного

объема, оборудованные впускными 12 и 13, выпускными 14 и 15 клапанами и свечами зажигания 16 и 17. В головке 18 цилиндра 2 имеется выпускной клапан 19 для выпуска парогазовой смеси через выпускной трубопровод 20 в конденсатор 21, предназначенный для конденсации воды с последующим возвращением ее с помощью циркуляционного насоса 22 в бак 23, из которого насосом 24 вода подается к форсунке 25, расположенной в головке 18 цилиндра 2.

Известен двигатель (Сухов А. Выхлоп чище воздуха // За рулем. - 2001. №4.), способный работать на газе, бензине, дизельном топливе или воздухе; который содержит два цилиндра разного диаметра с клапанами. Эти цилиндры соединены каналами со сферической камерой, находящейся между ними и имеющей впускной и выпускной клапаны. При работе на воздухе поршень в малом цилиндре движется вниз, засасывая наружный воздух. Затем, при движении вверх, поршень сжимает воздух (впускной клапан цилиндра закрыт, впускной клапан сферической камеры открыт, выпускной - закрыт). В конце такта сжатия давление поднимается до 20 бар. Впускной клапан сферической камеры закрывается, а в камеру подается сжатый воздух под давлением 40-50 бар. Затем, выпускной клапан сферической камеры открывается, и этот воздух направляется в большой цилиндр, где происходит расширение. После расширения открывается выпускной клапан большого цилиндра, воздух выходит в атмосферу.

Недостатком описанной конструкции является то, что для обеспечения высокого давления воздуха, подаваемого в сферическую камеру, необходимо затрачивать значительное количество энергии.

Известен также двигатель с отдельными процессами газопарообразования (Руднев В.В., Кукис В.С., Богданов А.И. и др.: Свидетельство на полезную модель RU 27640 U1 7 F 01 K7 00. Опубл. 10.02.03. Бюлл. 4), который имеет поршневой двигатель, включающий картер с насосным – малым цилиндром и рабочим – большим цилиндром, расположенными V-образно, в которых перемещаются поршни – насосный –

малый и рабочий – большой. В картере и цилиндрах расположен кривошипно-шатунный механизм. Головка малого цилиндра содержит впускной клапан для подачи топливовоздушной смеси из системы питания. В головке большого цилиндра расположена форсунка для впрыскивания воды, подаваемой насосом из бака, и выпускной клапан для выпуска парогазовой смеси в конденсатор, предназначенный для конденсации воды с последующим возвращением ее в бак с помощью насоса. Камера сгорания постоянного объема выполнена отдельно от цилиндров и соединена с малым цилиндром через впускной клапан камеры сгорания, и с большим цилиндром через выпускной клапан камеры сгорания. В камере сгорания установлена свеча для воспламенения топливовоздушной смеси.

Недостатками этой конструкции являются малая удельная (на единицу массы двигателя и на единицу его рабочего объема) мощность и значительные массогабаритные показатели что обусловлено наличием двух цилиндров.

Данная конструкция двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является повышение удельной (на единицу массы двигателя и на единицу его рабочего объема) мощности и снижение массогабаритных показателей двигателя.

Решение поставленной задачи достигается тем, что в тепловом двигателе с разделенными процессами газопарообразования, содержащем двухтактный поршневой двигатель с картером, кривошипно-шатунным механизмом и одним цилиндром, имеющим больший диаметр в нижней части, и меньший диаметр – в верхней, а также поршень, нижняя часть которого имеет больший диаметр и перемещается в нижней части цилиндра, а верхняя часть – меньший диаметр и перемещается в верхней части цилиндра, имеются две, поочередно работающие (через цикл) камеры сгорания постоянного объема, оборудованные впускными и выпускными клапанами, а также свечами зажигания, причем в головке цилиндра

расположена форсунка для впрыскивания воды, подаваемой насосом из бака, и выпускной клапан для выпуска парогазовой смеси в конденсатор, предназначенный для конденсации воды с последующим возвращением ее в бак с помощью насоса, при этом в нижней части цилиндра имеется клапан для подачи топливовоздушной смеси из системы питания.

Предлагаемый тепловой двигатель с разделенными процессами газопарообразований работает следующим образом.

При перемещении поршня 3 вниз в результате возникающего в нижней части 5 цилиндра 2 разрежения в него через клапан 9 подается топливовоздушная смесь из системы питания.

После достижения поршнем 3 крайнего нижнего положения клапан 9 закрывается и начинается движение поршня 3 вверх, которое сопровождается сжатием находящейся в нижней части 5 цилиндра 2 топливовоздушной смеси. При приближении поршня 3 к верхнему крайнему положению открывается впускной клапан 12 первой камеры сгорания 10, и она заполняется сжатой топливовоздушной смесью, после чего впускной клапан 12 камеры сгорания 10 закрывается, и топливовоздушная смесь поджигается с помощью свечи зажигания 15. Одновременно с закрытием впускного клапана 12 камеры сгорания 10 открывается выпускной клапан 15 камеры сгорания 11, где после полного сгорания топлива в постоянном объеме, образовавшиеся горячие газы поступают в надпоршневое пространство верхней части 6 цилиндра 2. Куда через форсунку 25 происходит впрыск воды из бака 21 при помощи насоса 24.

Образовавшийся перегретый пар расширяется, производя работу, поршень 3 перемещается вниз, после прихода поршня 3 в крайнее нижнее положение открывается выпускной клапан 19 для выпуска парогазовой смеси через выпускной трубопровод 20 в конденсатор 21, в котором происходит конденсация воды с последующим возвращением ее с помощью циркуляционного насоса 22 в бак 23. Цикл повторяется., но уже горячие газы поступают в надпоршневое пространство верхней части 6 цилиндра 2 через

выпускной клапан 14 из камеры сгорания 10, а заполнение свежим зарядом топливовоздушной смеси происходит через впускной клапан 13 камеры сгорания 11, с последующим ее воспламенением.

По сравнению с прототипом предлагаемый тепловой двигатель с разделенными процессами газопарообразования обеспечивает повышение удельной (на единицу массы двигателя и на единицу его рабочего объема) мощности и снижение массогабаритных показателей.

Следующая модификация это – тепловой двигатель с разделенными процессами газопарообразования (рис. 1.11), содержащий двухтактный поршневой двигатель с картером, цилиндром и кривошипно-шатунным механизмом с размещенными в головке цилиндра форсункой для впрыскивания воды, подаваемой насосом из бака, и выпускным клапаном для выпуска парогазовой смеси в конденсатор, предназначенный для конденсации воды с последующим возвращением ее в бак с помощью насоса, отличающийся тем, что в цилиндре установлены рабочий и вспомогательный поршни с приводом от ромбического кривошипно-шатунного механизма, в нижней части цилиндра имеется клапан для подачи топливовоздушной смеси из системы питания.

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано в качестве силовой установки для получения эффективной мощности.

Тепловой двигатель с разделенными процессами газопарообразования содержит: картер 1 с цилиндром 2, в которых перемещаются рабочий поршень 3 и вспомогательный поршень 4 с ромбическим кривошипно-шатунным механизмом 5. Нижняя часть цилиндра 2 оборудована клапаном 6 для подачи топливовоздушной смеси из системы питания. Объем нижней части цилиндра 2 может сообщаться с объемом верхней части цилиндра 2 через камеру сгорания 7, имеющую постоянный объем, оборудованную впускным 8 и выпускным 9 клапанами и свечей зажигания 10.

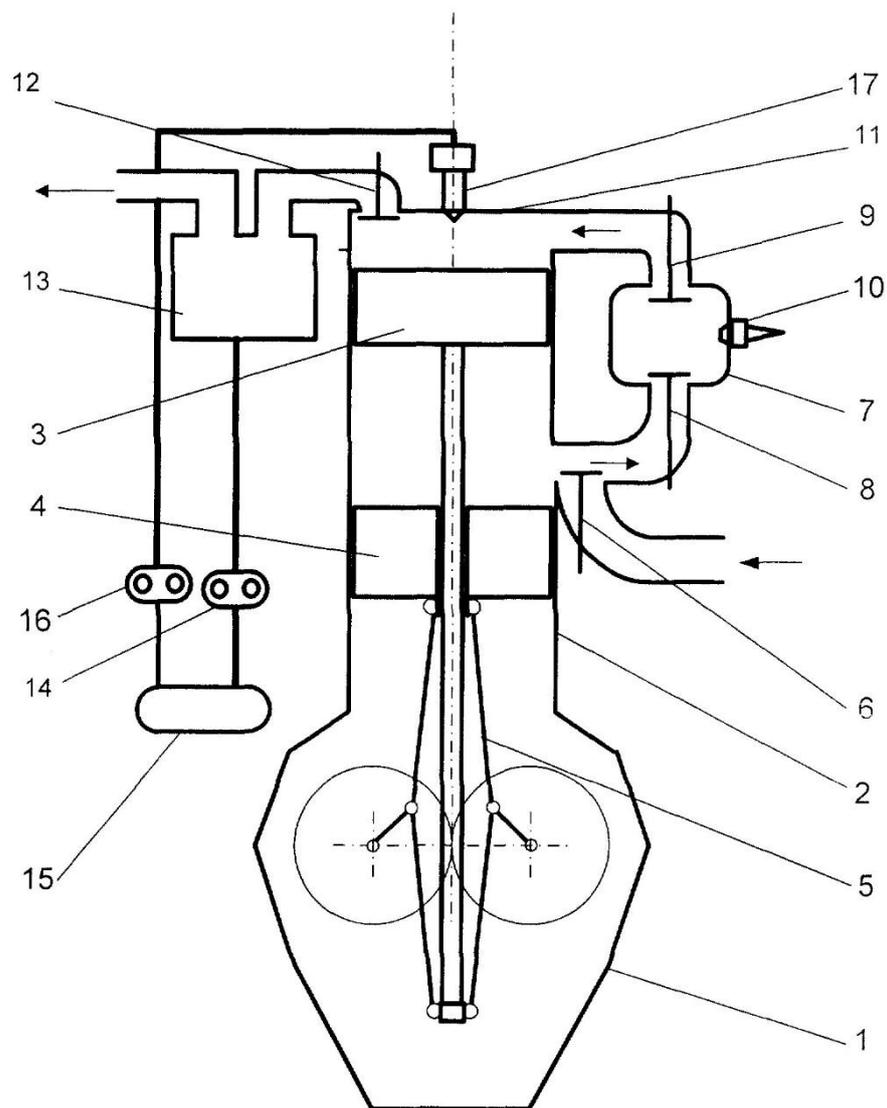


Рис. 1.11. Тепловой двигатель с разделенными процессами газопарообразования (патент на полезную модель RU 51675 U1)

В головке 11 цилиндра 2 имеется выпускной клапан 12 для выпуска парогазовой смеси в конденсатор 13, предназначенный для конденсации воды с последующим возвращением ее с помощью циркуляционного насоса 14 в бак 15, из которого насосом 16 вода подается к форсунке 17, расположенной в головке 11 цилиндра 2.

Известен двигатель (Сухов А. Выхлоп чище воздуха //За рулем. - 2001. №4.), способный работать на газе, бензине, дизельном топливе или воздухе, который содержит два цилиндра разного диаметра с клапанами. Эти цилиндры соединены каналами со сферической камерой, находящейся между

ними и имеющей впускной и выпускной клапаны. При работе на воздухе поршень в малом цилиндре движется вниз, засасывая наружный воздух. Затем, при движении вверх, поршень сжимает воздух (впускной клапан цилиндра закрыт, впускной клапан сферической камеры открыт, выпускной - закрыт). В конце такта сжатия давление поднимается до 20 бар. Впускной клапан сферической камеры закрывается, а в камеру подается сжатый воздух под давлением 40-50 бар. Затем, выпускной клапан сферической камеры открывается, и этот воздух направляется в большой цилиндр, где происходит расширение. После расширения открывается выпускной клапан большого цилиндра, воздух выходит в атмосферу.

Недостатком описанной конструкции является то, что для обеспечения высокого давления воздуха, подаваемого в сферическую камеру, необходимо затрачивать значительное количество энергии.

Известен также двигатель с отдельными процессами газопарообразования (Руднев В.В., Кукис В.С., Богданов А.И. и др.: Свидетельство на полезную модель RU 27640 U1 7 F 01 K 7 00. Опубл. 10.02.03. Бюлл.4), который имеет поршневой двигатель, включающий картер с насосным - малым цилиндром и рабочим - большим цилиндром, расположенными V-образно, в которых перемещаются поршни - насосный - малый и рабочий - большой. В картере и цилиндрах расположен кривошипно-шатунный механизм. Головка малого цилиндра содержит впускной клапан для подачи топливовоздушной смеси из системы питания. В головке большого цилиндра расположена форсунка для впрыскивания воды, подаваемой насосом из бака, и выпускной клапан для выпуска парогазовой смеси в конденсатор, предназначенный для конденсации воды с последующим возвращением ее в бак с помощью насоса. Камера сгорания постоянного объема выполнена отдельно от цилиндров и соединена с малым цилиндром через впускной клапан камеры сгорания, и с большим цилиндром через выпускной клапан камеры сгорания. В камере сгорания установлена свеча для воспламенения топливовоздушной смеси.

Недостатками этой конструкции являются малые удельные (на единицу массы двигателя и на единицу его рабочего объема) мощности и значительные массогабаритные показатели, что обусловлено наличием двух цилиндров.

Данная конструкция двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является повышение удельных (на единицу массы двигателя и на единицу его рабочего объема) мощностей и снижение массогабаритных показателей двигателя.

Решение поставленной задачи достигается тем, что в тепловом двигателе с разделенными процессами газопарообразования, содержащем двухтактный поршневой двигатель с картером, ромбическим кривошипно-шатунным механизмом с установленными в одном цилиндре рабочим и вспомогательным поршнями, а также в нижней части цилиндра имеется клапан для подачи топливовоздушной смеси из системы питания, и выпускной клапан для выпуска парогазовой смеси в конденсатор, предназначенный для конденсации воды с последующим возвращением ее в бак с помощью насоса, имеется камера сгорания постоянного объема, оборудованная впускным и выпускным клапанами а также с размещенными в головке цилиндра форсункой для впрыскивания воды, подаваемой насосом из бака.

Предлагаемый тепловой двигатель с разделенными процессами газопарообразования работает следующим образом.

При перемещении вверх вспомогательного поршня 4 и рабочего поршня 3 в результате возникающего между ними разрежения в цилиндре 2, через клапан 6 подается топливовоздушная смесь из системы питания.

После достижения вспомогательным поршнем 4 крайнего нижнего положения клапан 6 закрывается и начинается уменьшение объема за счет сближения рабочего поршня 3 и вспомогательного поршня 4, которое

сопровождается сжатием находящейся между ними топливовоздушной смеси.

Открывается впускной клапан 8 камеры сгорания 7, и она заполняется сжатой топливовоздушной смесью, после чего впускной клапан 8 камеры сгорания 7 закрывается, и топливовоздушная смесь поджигается с помощью свечи зажигания 10 и горит в постоянном объеме. После достижения рабочим поршнем 3 верхнего крайнего положения открывается выпускной клапан 9 камеры сгорания 7, откуда после полного сгорания топлива, образовавшиеся горячие газы поступают в надпоршневое пространство цилиндра. Куда через форсунку 17 происходит впрыск воды из бака 15 при помощи насоса 16.

Образовавшийся перегретый пар расширяется, производя работу. Рабочий поршень 3 перемещается вниз, после его прихода в крайнее нижнее положение открывается выпускной клапан 12 для выпуска парогазовой смеси в конденсатор 13, в котором происходит конденсация воды с последующим возвращением ее с помощью циркуляционного насоса 14 в бак 15. Цикл повторяется.

По сравнению с прототипом предлагаемый тепловой двигатель с разделенными процессами газопарообразования обеспечивает повышение удельных (на единицу массы двигателя и на единицу его рабочего объема) мощностей и снижение массогабаритных показателей.

Также предложен комбинированный V-образный поршневой двигатель (рис. 1.12) с кривошипно-шатунным механизмом, размещенным в цилиндрах различного диаметра и картере, со сжатием воздуха в малом цилиндре, последующим сгоранием топлива в сферической камере, снабженной форсункой для впрыскивания топлива и размещенной между упомянутыми цилиндрами, и расширением продуктов сгорания в цилиндре большего диаметра, а также оборудованный впускным и выпускным клапанами, перепускными каналами для перепуска сжатого воздуха из малого цилиндра в сферическую камеру, а затем продуктов сгорания из сферической камеры в

большой цилиндр, отличающийся тем, что большой цилиндр снабжен форсункой для впрыскивания воды, соединенной с водяным баком, и оборудован рубашкой для обогрева.

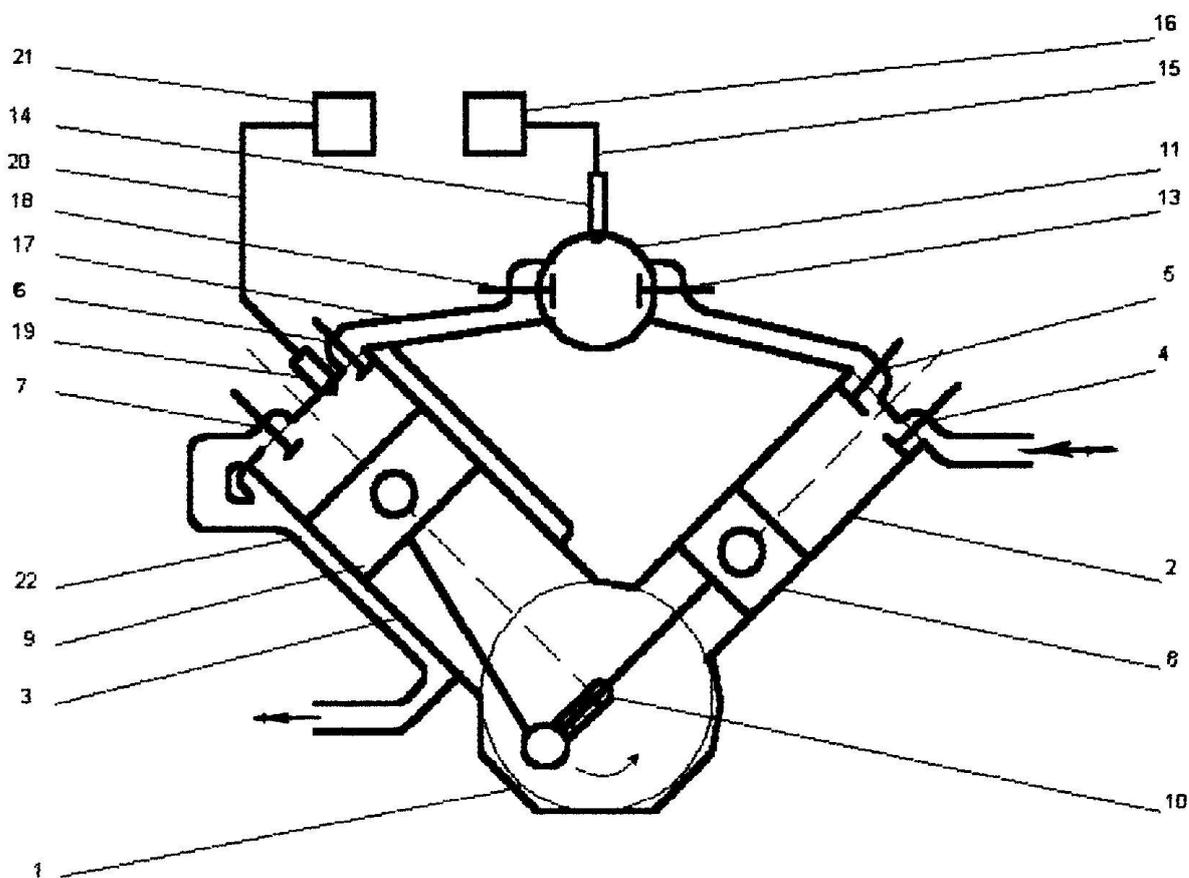


Рис. 1.12. Комбинированный V-образный поршневой двигатель (патент на полезную модель RU 29101 U1)

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано для снижения удельного расхода топлива поршневыми двигателями внутреннего сгорания.

Известен паровой двигатель для утилизации теплоты отработавших газов две (Кукис В.С., Гизатулин Р.Р. и др. Паровой двигатель с внешним подводом теплоты для утилизации теплоты отработавших газов две. Свидетельство на полезную модель №21070, выдано 20 декабря 2001 г.), позволяющий снизить расход топлива двигателем внутреннего сгорания. Паровой двигатель для утилизации теплоты отработавших газов две содержит: картер с малым и большим цилиндрами (оборудованными

клапанами), расположенными V-образно, в которых перемещаются поршни с кривошипно-шатунным механизмом. Малый цилиндр соединен со сферической камерой, окруженной полостью для подвода отработавших газов ДВС, перепускным каналом с впускным клапаном. Через этот канал сжатый в малом цилиндре воздух поступает в сферическую камеру, где дополнительно подогревается от ее стенок. В сферической камере располагается форсунка, через которую в сжатый и нагретый воздух впрыскивается и затем испаряется вода. Сферическая камера соединяется с большим цилиндром перепускным каналом с выпускным клапаном, через который образовавшийся пар направляется в большой цилиндр, где он расширяется, производя работу.

Недостатком этого утилизионного двигателя является то, что он размещается отдельно от ДВС и при транспортировке к нему отработавших газов ДВС теряется существенная часть их энергии.

Известен также двигатель (Сухов А. Выхлоп чище воздуха // За рулем. - 2001. №4.), который содержит два цилиндра разного диаметра с клапанами. Эти цилиндры соединены каналами со сферической камерой, находящейся между ними и имеющей впускной и выпускной клапаны. При работе навоздухе поршень в малом цилиндре движется вниз, засасывая наружный воздух. Затем, при движении вверх, поршень сжимает воздух (впускной клапан цилиндра закрыт, впускной клапан сферической камеры открыт, выпускной – закрыт). В конце такта сжатия давление поднимается до 20 бар, открывается выпускной клапан малого цилиндра и впускной – сферической камеры и сжатый воздух заполняет сферическую камеру. Затем впускной клапан сферической камеры закрывается, а в камеру подается топливо (газ, бензин, дизельное топливо), которое воспламеняется и сгорает при постоянном объеме. После этого открывается выпускной клапан сферической камеры и продукты сгорания направляются в большой цилиндр, где происходит расширение. После расширения открывается выпускной клапан большого цилиндра и отработавшие газы выходят в атмосферу.

Данная конструкция двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Недостатками прототипа является то, что выходящие в атмосферу отработавшие газы имеют высокую температуру и уносят с собой большое количество не использованной в цилиндре энергии, т. е. работа двигателя сопровождается значительными потерями теплоты и, следовательно, малоэффективна.

Задачей предложения является повышение эффективности использования энергии рабочего тела при его расширении и уменьшение потерь теплоты при выбросе отработавших газов в атмосферу.

Решение поставленной задачи достигается тем, что в двигателе, содержащем два цилиндра разного диаметра, соединенные каналами со сферической камерой, находящейся между ними, после сжатия воздуха в малом цилиндре, впрыска и сгорания топлива в сферической камере продукты сгорания направляются в большой цилиндр, где в них производится впрыск воды через форсунку с последующим испарением, что вызывает интенсивное расширение смеси продуктов сгорания и перегретого пара, обуславливающее более полное использование энергии рабочего тела в большом цилиндре и уменьшение ее потерь при последующем выбросе отработавших газов в атмосферу.

Предлагаемый комбрированный V-образный поршневой двигатель содержит: картер 1 с малым 2 и большим 3 цилиндрами (оборудованными клапанами 4, 5, 6 и 7), расположенными V-образно, в которых перемещаются поршни 8 и 9 с кривошипно-шатунным механизмом 10. Малый цилиндр 2 соединен со сферической камерой 11 перепускным каналом 12 с впускным клапаном 13 сферической камеры 11. В сферической камере 11 располагается топливная форсунка 14, соединенная топливопроводом 15 с топливным баком 16. Сферическая камера 11 соединяется с большим цилиндром 3 перепускным каналом 17 с выпускным клапаном 18 сферической камеры 11. Большой цилиндр 3 снабжен форсункой 19 для подачи воды, поступающей в

нее по трубопроводу 20 из водяного бака 21, и рубашкой 22 для обогрева его отработавшими газами.

Предлагаемый двигатель работает следующим образом.

Когда поршень 8 в малом цилиндре 2 начинает движение от ВМТ к НМТ, открывается впускной клапан 4 и воздух из атмосферы поступает в малый цилиндр 2. Затем впускной клапан 4 закрывается, поршень 8 движется к ВМТ, сжимая воздух, что приводит к увеличению его температуры. В момент достижения поршнем 8 ВМТ открываются выпускной клапан 5 малого цилиндра 2 и впускной клапан 13 сферической камеры 11, сжатый и нагретый воздух через перепускной канал 12 поступает в сферическую камеру И. Впускной клапан 13 закрывается и в сферическую камеру 11 через форсунку 14 впрыскивается топливо из бака 16. Топливо воспламеняется и сгорает при постоянном объеме. Выпускной клапан 18 сферической камеры 11 открывается и продукты сгорания через перепускной канал 17 и впускной клапан 6 поступают в большой цилиндр 3. Сюда же через форсунку 19 из бака 21 подается вода, которая испаряется, перегревается и вместе с продуктами сгорания воздействует на поршень 9, в результате чего происходит рабочий ход. После его завершения выпускной клапан 18 сферической камеры 11 закрывается, и рабочее тело выталкивается при перемещении поршня 9 от НМТ к ВМТ через выпускной клапан 7 в рубашку 22 большого цилиндра 3. Здесь отработавшие газы обогревают стенки большого цилиндра 3, что обеспечивает более интенсивное парообразование в нем. Затем отработавшие газы выходят в атмосферу, и описанный цикл повторяется.

По сравнению с прототипом предлагаемый комбинированный V-образный поршневой двигатель позволяет обеспечить меньший удельный расход топлива за счет более полного использования энергии продуктов сгорания.

Еще одно из направлений – использование перегретого пара в качестве теплоносителя вторичного двигателя.

Комбинированный парогазовый двигатель (рис. 1.13), содержащий картер, кривошипно-шатунный механизм, выполненный крейцкопфным, цилиндр с перемещающимся в нем поршнем, снабженный парой впускных и парой выпускных клапанов, впускным и выпускным патрубками, нейтрализатор, форсунку для впрыска воды, оборудованную электромагнитным клапаном, бак для воды, систему питания топливом, отличающийся тем, что нейтрализатор и цилиндр, имеющий свечу зажигания, помещены в тепловой аккумулятор, впускной коллектор оборудован системой питания топливом, а выпускной коллектор – конденсатором с выпускным трубопроводом, жидкостным насосом, водопроводом и баком для воды.

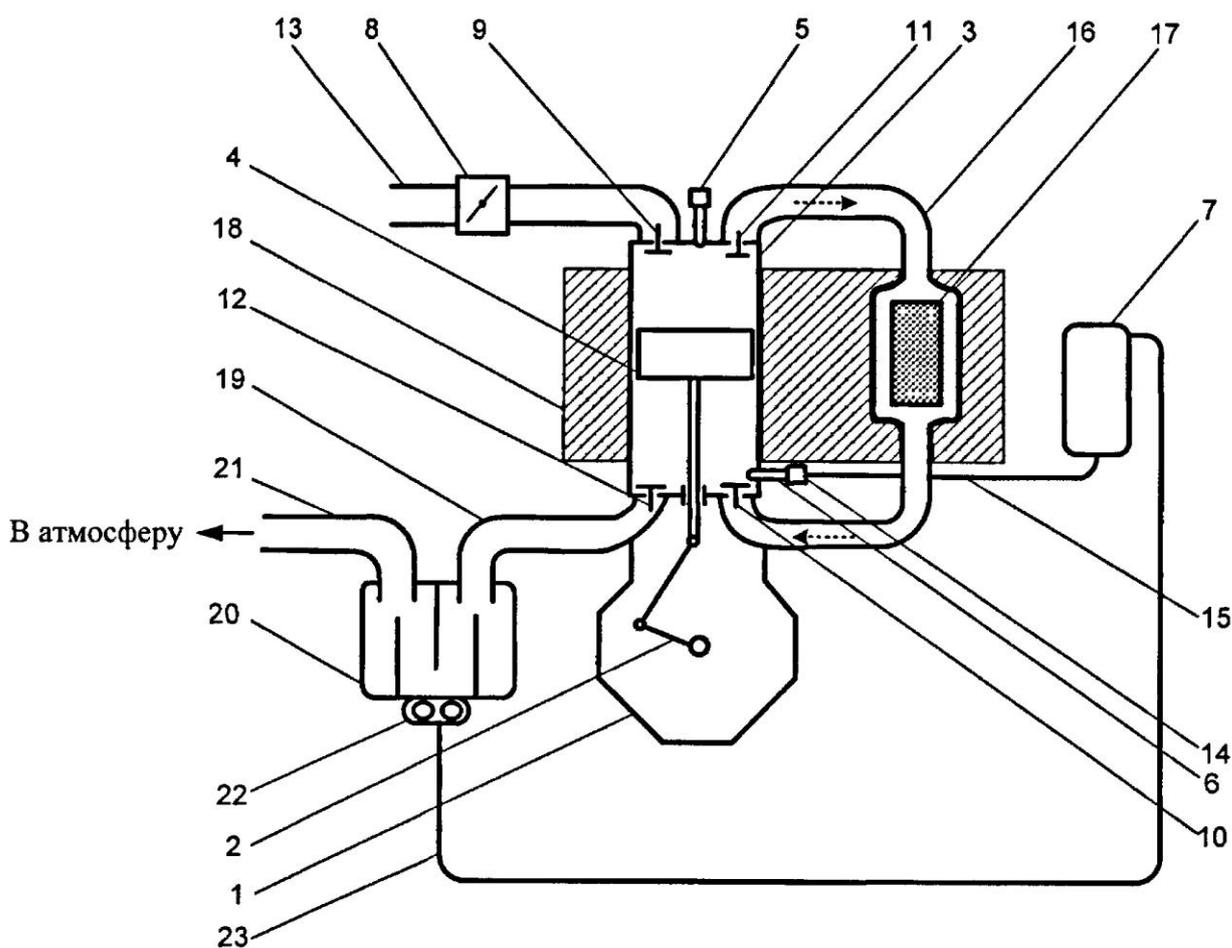


Рис. 1.13. Комбинированный парогазовый двигатель (патент на полезную модель RU 94637 U1)

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано для более полного преобразования энергии сжигаемого топлива в механическую работу.

Комбинированный парогазовый двигатель содержит: картер 1 с кривокопфным кривошипно-шатунным механизмом 2, цилиндр 3 с перемещающимся в нем поршнем 4, форсункой 5, через которую впрыскивается вода; систему питания топливом 6 и бак для воды 7. Цилиндр комбинированного парогазового двигателя оборудован впускными клапанами 8, 9 и выпускными клапанами 10, 11, впускным патрубком 12. Форсунка 5 оборудована электромагнитным клапаном 13. Бак с водой 7 соединен трубопроводом 14 с форсункой 5. Выпускной коллектор 15 комбинированного парогазового двигателя соединен с каталитическим нейтрализатором 16, который выполнен внутри теплового аккумулятора 17. Комбинированный парогазовый двигатель установлен в тепловом аккумуляторе 17. Нижняя полость цилиндра 3 соединена через коллектор 18 с конденсатором 19 с выпускным трубопроводом 20 и жидкостным насосом 21, соединенным трубопроводом 22 с баком для воды 7.

Известны комбинированные двигатели, включающие поршневой ДВС и утилизационный двигатель.

Теловой двигатель с разделенными процессами газообразования (Руднев В.В., Кукис В.С., Хасанова М.Л. Тепловой двигатель с разделенными процессами газообразования: Патент на полезную модель. RU 51111 U1 F01K 7/00. 27.01.2006. Бюл. №03), который содержит: двухтактный поршневой двигатель, имеющий картер с цилиндром, поршень со штоком, кривокопфный кривошипно-шатунный механизм и камеру сгорания, выполненную отдельно от цилиндра, соединенную коллекторами с полостями цилиндра.

Недостатком этого двигателя являются значительное удаление камеры сгорания от насосной полости, затрудняющее возможность увеличения степени сжатия и повышения индикаторного КПД.

Известен также комбинированный парогазовый двигатель (Руднев В.В., Хасанова М.Л., Комбинированный парогазовый двигатель. Патент на полезную модель. RU 85561 U1 F02G 5/02. 10.08.2009. Бюл. №22), содержащий картер, кривошипно-шатунный механизм, выполненный крещцкопфным, цилиндр с перемещающимся в нем поршнем, снабженный парой впускных и парой выпускных клапанов, впускным и выпускным патрубками, форсунки, оборудованные электромагнитными клапанами, одна для подачи топлива, а другая воды, топливный бак и бак для воды, отличающийся тем, что полость над поршнем соединена с полостью под поршнем коллектором, с каталитическим нейтрализатором с тепловым аккумулятором.

Недостатком этой конструкции является недостаточно использование теплоты отработавших газов.

Данная конструкция двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является повышение эффективности аккумуляирования и использования теплоты отработавших газов в комбинированной силовой установке.

Решение поставленной задачи достигается тем, что в предлагаемом комбинированном парогазовом двигателе снижаются потери теплоты отработавших газов за счет установки ДВС и каталитического нейтрализатора в общий тепловой аккумулятор.

Комбинированный парогазовый двигатель работает следующим образом. В последний такт очередного рабочего цикла, когда поршень 4 завершает перемещение к верхней мертвой точке, отработавшие газы из надпоршневой полости цилиндра 3 через выпускной клапан 11 по коллектору 16 проходят в каталитический нейтрализатор 17, где их температура повышается, затем направляются к впускному клапану 10 и через него заполняют подпоршневую полость цилиндра 3. Каталитический

нейтрализатор 17 и цилиндр 3 для стабилизации температуры установлены в общем тепловом аккумуляторе 18.

Как только поршень 4 начнет движение от верхней мертвой точки к нижней, впускной клапан 10 закрывается и происходит сжатие продуктов сгорания, находящихся в подпоршневой полости. В момент, когда поршень 4 подходит к нижней мертвой точке, через форсунку 6, управляемую электромагнитным клапаном 14, впрыскивается вода, поступающая по трубопроводу 15 из бака 7. Происходит интенсивное парообразование. Пары, расширяясь, давят на поршень 4 снизу и перемещают его вверх, совершая работу. Через кривокопфный кривошипно-шатунный механизм 2 эта работа передается на выход из цилиндра 3 и может быть полезно использована.

Одновременно с описанным процессом, происходящим в подпоршневой полости при перемещении поршня 4 от верхней к нижней мертвой точке, в надпоршневую полость через впускной патрубок 13, систему питания топливом 8 и впускной клапан 9 поступает топливовоздушная смесь.

В момент, когда в подпоршневой полости пар начинает расширяться, перемещая поршень 4 в сторону верхней мертвой точки, впускной клапан 9 закрывается и в надпоршневой полости происходит сжатие рабочего тела. Рабочая смесь воспламеняется от свечи зажигания 5, и продукты сгорания заставляют поршень двигаться от верхней мертвой точки к нижней, совершая работу. Через кривокопфный кривошипно-шатунный механизм 2 эта работа передается на выход из цилиндра 3 и может быть полезно использована.

В это время открывается выпускной клапан 12 и расширившиеся водяные пары из подпоршневой полости выталкиваются по коллектору 19 в конденсатор 20.

После достижения поршнем 4 нижней мертвой точки выпускной клапан 12 закрывается и как только поршень 4 начнет обратное движение к верхней мертвой точке, открывается выпускной клапан 11 и рабочий цикл повторяется.

Отработавший пар по коллектору 19 поступает в конденсатор 20, где пар конденсируется в воду, а отработавшие газы по трубопроводу 21 выбрасываются в атмосферу. Вода, образованная в конденсаторе 20 откачивается насосом 22 по водопроводу 23 в бак для воды 7 и повторно используется для парообразования.

По сравнению с прототипом в предлагаемом комбинированном парогазовом двигателе повышается эффективность процесса парообразования, с последующим расширением и совершением работы, за счет снижения потерь теплоты отработавших газов за счет установки ДВС и каталитического нейтрализатора в общий тепловой аккумулятор.

Применение конденсатора позволяет экономить используемую для парообразования воду.

Следующий комбинированный двигатель (рис. 1.14) содержит: картер 1 с кривокопфным кривошипно-шатунным механизмом 2, цилиндр 3 с перемещающимся в нем поршнем 4, форсунку 5 с электромагнитным клапаном 6, топливный бак 7 с насосом 8. Цилиндр 3 комбинированного двигателя оборудован впускным клапаном 9 с впускным коллектором 10, выпускным клапаном 11 с выпускным коллектором 12, впускным 13 и выпускным 14 клапанами охладителя 15, впускным 16 и выпускным 17 клапанами теплового аккумулятора 18, электромагнитным клапаном 19 ресивера 20.

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано для более полного преобразования энергии сжигаемого топлива в механическую работу.

Известны комбинированные двигатели, включающие поршневой ДВС и утилизационный двигатель.

Теловой двигатель с разделенными процессами газообразования (Руднев В.В., Кукис В.С., Хасанова М.Л. Тепловой двигатель с разделенными процессами газообразования: Патент на полезную модель. RU 51111 U1 F01K 7/00. 27.01.2006. Бюл. №03), который содержит: двухтактный поршневой

двигатель, имеющий картер с цилиндром, поршень со штоком, кривокопфный кривошипно-шатунный механизм и камеру сгорания, выполненную отдельно от цилиндра, соединенную коллекторами с полостями цилиндра.

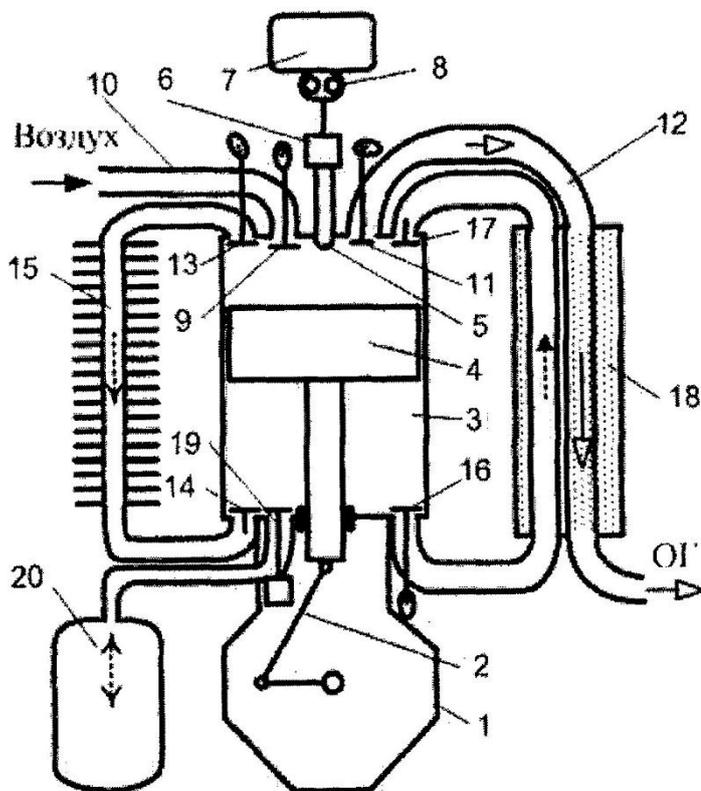


Рис. 1.14. Комбинированный двигатель (патент на полезную модель RU 87468 U1)

Недостатком этого двигателя являются значительное удаление камеры сгорания от насосной полости, затрудняющее возможность увеличения степени сжатия и повышения индикаторного КПД.

Известен также двухтактный двигатель внутреннего сгорания с разделенными процессами сжатия и расширения (Перельштейн Б.Х. Способ работы двухтактного двигателя внутреннего сгорания: Патент RU 2136920, 6 F02B 41/04. Оpubл. 10.09.99. Бюл. №25), содержащий два цилиндра, оборудованные клапанами, с поршнями, которые приводятся в действие от общего коленчатого вала, и ресивер. Тыльная сторона поршня при его движении вниз в одном из цилиндров обеспечивает сжатие воздуха и

нагнетание его в ресивер. Из ресивера сжатый воздух поступает в два цилиндра, где осуществляется сгорание подаваемого в них топлива, и расширение продуктов сгорания практически до атмосферного давления за счет объема расширения в два раза большего объема сжатия.

Недостатками этого двигателя является расходование части энергии, произведенной при расширении, на сжатие воздуха.

Известен также комбинированный парогазовый двигатель (Кукис В.С., Хасанова М.Л., Руднев В.В., Быстров О.И.. Комбинированный парогазовый двигатель. Патент на полезную модель. RU 70938 U1 F02G 5/02. 20.02.2008. Бюл. №5), состоящий из картера, крейцкопфного кривошипно-шатунного механизма, цилиндра с перемещающимся в нем поршнем, форсункой топливной и форсункой для впрыска воды, топливного и водяного баков. Цилиндр разделен поршнем на два объема, верхний объем работает по циклу Дизеля, а в нижний объем через коллектор подаются горячие отработавшие газы, и их теплота используется для перегрева и превращения в пар воды на такте расширения по принципу паровой машины.

Недостатком этой конструкции являются использование водяного пара, что усложняет эксплуатацию двигателя в различных диапазонах температур, так же отсутствие возможности регулирования степени сжатия в объеме, работающем по циклу дизеля, и отсутствие возможности рекуперации энергии двигателя при торможении им.

Данная конструкция двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является увеличение среднего эффективного давления путем добавления высоко сжатого воздуха на такте расширения в дизельном цикле, использование двигателя для рекуперации энергии на режиме торможения и холостого хода с последующим использованием этой энергии для форсирования двигателя на пиковых нагрузках.

Решение поставленной задачи достигается тем, что на режимах торможения двигателем и на холостом ходу происходит рекуперация

энергии, т.е. часть сжимаемого воздуха накапливается в ресивере, а на режимах пуска холодного двигателя степень сжатия увеличивается и для форсирования двигателя при пиковых нагрузках происходит увеличение среднего эффективного давления за счет сжатого воздуха.

На установившихся режимах работа комбинированного двигателя осуществляется по четырехтактному циклу дизеля.

На режимах холостого хода комбинированный двигатель работает следующим образом.

В первый такт очередного рабочего цикла поршень 4 двигается от верхней мертвой точки к нижней, впускной клапан 9 открывается и за счет разрежения, создаваемого в надпоршневом пространстве, происходит впуск свежего заряда воздуха из атмосферы по впускному коллектору 10 в цилиндр 3 двигателя, а в подпоршневом пространстве происходит сжатие воздуха с последующей подачей его через электромагнитный клапан 19 в ресивер 20.

На втором такте поршень 4 начинает движение из нижней мертвой точки к верхней, с началом движения открывается впускной клапан охладителя 13, происходит сжатие воздуха в надпоршневом пространстве и подача его через охладитель 15 и выпускной клапан охладителя 14 в подпоршневое пространство. В процессе движения поршня 4 к верхней мертвой точке, происходит закрытие клапана охладителя 13 и продолжается сжатие воздуха, находящегося в надпоршневом пространстве. В конце второго такта в нагретый за счет сжатия воздух через форсунку 5, управляемую электромагнитным клапаном 6, впрыскивается топливо, подаваемое насосом 8 под высоким давлением из бака 7, и происходит воспламенение и сгорание топлива с интенсивным тепловыделением.

На третьем такте горячие газы, расширяясь, давят на поршень 4 сверху и перемещают его вниз, совершая работу. Через кривошипно-шатунный механизм 2 эта работа может быть полезно использована. На этом же такте в подпоршневом пространстве открывается электромагнитный клапан 19, происходит сжатие и подача воздуха в ресивер 20.

В последний четвертый такт рабочего цикла, когда поршень 4 перемещается к верхней мертвой точке, отработавшие газы из надпоршневой полости цилиндра 3 через выпускной клапан 11 по коллектору 12 поступают в тепловой аккумулятор 18, отдавая ему свою теплоту, затем направляются в атмосферу.

На режиме торможения двигателем рабочий цикл осуществляется также, как и на режиме холостого хода, за исключением полного прекращения подачи топлива через форсунку 5 в цилиндр 3, на втором такте перекачивания всего количества воздуха из надпоршневого пространства через впускной клапан охладителя 13, охладитель 15 и выпускной клапан охладителя 14 в подпоршневое пространство с последующим сжатием и подачей этого воздуха через электромагнитный клапан 19 для накопления его в ресивере 20.

На режиме форсирования двигателя на пиковых нагрузках в отличие от режима холостого хода на втором такте рабочего цикла открывается электромагнитный клапан 19, и сжатый воздух из ресивера 20 поступая в подпоршневое пространство, расширяясь создает давление на поршень 4, совершая полезную работу. В начале третьего такта открываются впускной 16 и выпускной 17 клапаны теплового аккумулятора 18, и воздух, выталкиваемый поршнем 4 из подпоршневого пространства через впускной 16 и выпускной 17 клапаны, тепловой аккумулятор 18 поступает в надпоршневое пространство. В этот момент времени происходит увеличение давления на такте расширения путем добавления в горячие газы и смешивания с ними высоко сжатого и прогретого в тепловом аккумуляторе 18 воздуха.

На режиме пуска холодного двигателя степень сжатия увеличивается за счет закрытия впускного клапана 13 охладителя 15 на втором такте рабочего цикла и прекращения подачи сжимаемого воздуха из надпоршневого пространства цилиндра 3 в подпоршневое.

По сравнению с прототипом в предлагаемом комбинированном двигателе снижена токсичность выбрасываемых в атмосферу отработавших газов, осуществлено форсирование двигателя на пиковых нагрузках увеличением среднего эффективного давления на такте расширения путем использования энергии высоко сжатого воздуха, накопленного за счет рекуперации энергии на режиме торможения и холостого хода.

Авторами также разработан комбинированный парогазовый двигатель (рис. 1.15), содержащий картер, кривошипно-шатунный механизм, цилиндр с перемещающимся в нем поршнем, форсунки, через одну из которых впрыскивается топливо, а через другую - вода, топливный бак и бак для воды, отличающийся тем, что двигатель снабжен парой впускных и парой выпускных клапанов, впускным и выпускным патрубками, при этом форсунки оборудованы электромагнитными клапанами, а полость над поршнем соединена коллектором с полостью под поршнем, причем кривошипно-шатунный механизм выполнен крейцкопфным.

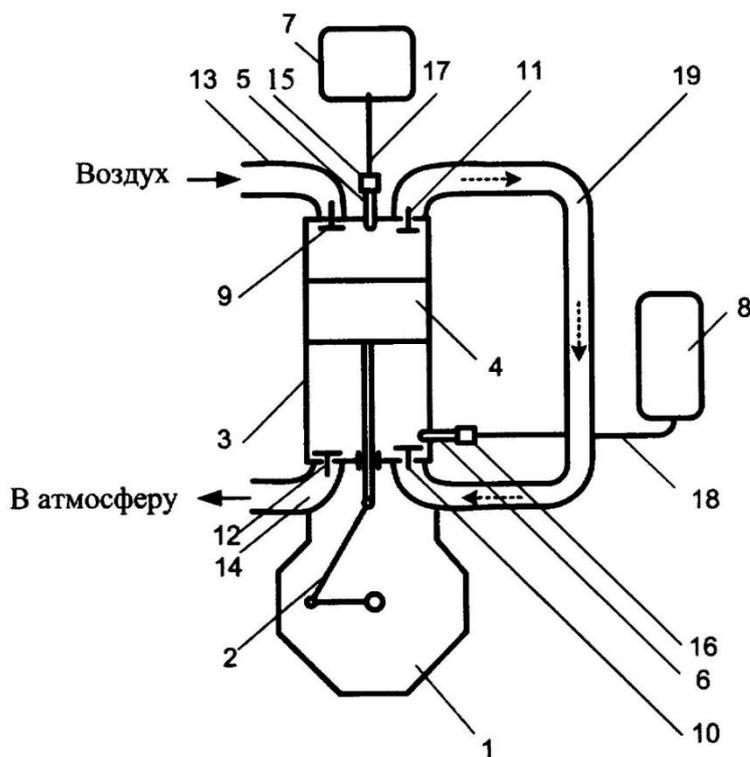


Рис. 1.15. Комбинированный парогазовый двигатель (патент на полезную модель RU 70938 U1)

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано для более полного преобразования энергии сжигаемого топлива в механическую работу. Предлагаемый комбинированный парогазовый двигатель содержит: картер 1 с кривокопфным кривошипно-шатунным механизмом 2, цилиндр 3 с перемещающимся в нем поршнем 4, форсунками 5 и 6, через одну из которых (5) впрыскивается топливо, а через другую (6) – вода; топливный бак 7 и бак для воды 8. Цилиндр комбинированного парогазового двигателя оборудован впускными клапанами 9, 10 и выпускными клапанами 11, 12, впускным 13 и выпускным 14 патрубками. Форсунки 5 и 6 оборудованы электромагнитными клапанами 15 и 16. Топливный бак 7 соединен топливопроводом 17 с форсункой 5, бак с водой 8 соединен трубопроводом 18 с форсункой 6. Полость над поршнем соединена с полостью под поршнем коллектором 19.

Известны комбинированные двигатели, включающие поршневой ДВС и утилизационный двигатель.

Комбинированный двигатель корпорации Термо-Электрон (Bode D. The latest on organic Rankine bottoming cycle // Diesel and Gas Turbine Progress, 1980. - №6. - P.74-81) состоит из дизеля и паровой установки, работающей по циклу Ренкина, которая утилизирует теплоту отработавших газов дизеля. Паровая установка включает подкачивающий насос, подогреватель, парогенератор, расширительную машину и конденсатор. В паровой установке циркулирует свое рабочее тело. Подкачивающим насосом оно в жидком состоянии направляется в подогреватель и затем в парогенератор, где благодаря теплоте, полученной от отработавших газов дизеля, жидкость испаряется. Пар приводит в действие расширительную машину, связанную редуктором с коленчатым валом дизеля.

Недостатком этой конструкции являются сложность конструкции, а также большие габариты и масса паровой установки, превосходящие соответствующие показатели поршневого ДВС.

Известен также комбинированный двигатель (Кукис В.С., Коваленко Ю.Ф, Разношинская А.В. и др. Комбинированный двигатель: Патент на полезную модель. RU 31611 U1 7 F02G 5/02. 20.08.03. Бюл. №23), который содержит: поршневой ДВС и утилизационный двигатель, имеющий картер с блоком цилиндров, в которых с помощью кривошипно-шатунного механизма перемещаются поршни, а также форсунки, через которые производится впрыскивание воды, поступающей из бака. С одной стороны блока цилиндров утилизационного двигателя имеется впускной коллектор, соединенный с выпускным коллектором ДВС. Коленчатый вал утилизационного двигателя и ДВС соединены с помощью шестеренчатого редуктора с гидромуфтой.

Недостатком этого двигателя являются сложность объединения потоков мощности ДВС и утилизационного двигателя, а также значительные массогабаритные показатели, обусловленные тем, что поршневой и утилизационный двигатели выполнены в виде отдельных машин.

Данная конструкции двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является исключение устройства суммирования мощности ДВС и утилизационного двигателя, а также уменьшение массогабаритных показателей комбинированного двигателя при обеспечении высокой эффективности преобразования термохимической энергии сжигаемого топлива в механическую работу.

Решение поставленной задачи достигается тем, что в предлагаемом комбинированном парогазовом двигателе процессы сжигания топлива и последующего расширения продуктов сгорания с совершением работы, и парообразования, происходящего за счет энергии отработавших газов, с последующим расширением и совершением работы, реализуются в одной машине.

Комбинированный парогазовый двигатель работает следующим образом. В последний такт очередного рабочего цикла, когда поршень 4

завершает перемещение к верхней мертвой точке, отработавшие газы из надпоршневой полости цилиндра 3 через выпускной клапан 11 по коллектору 19 направляются к впускному клапану 10 и через него заполняют подпоршневую полость цилиндра 3.

Как только поршень 4 начнет движение от верхней мертвой точки к нижней, впускной клапан 10 закрывается и происходит сжатие продуктов сгорания, находящихся в подпоршневой полости. В момент, когда поршень 4 подходит к нижней мертвой точке, через форсунку 6, управляемую электромагнитным клапаном 16, впрыскивается вода, поступающая по трубопроводу 18 из бака 8. и происходит интенсивное парообразование. Пары, расширяясь, давят на поршень 4 снизу и перемещают его вверх, совершая работу. Через кривошипно-шатунный механизм 2 эта работа передается на выход из цилиндра 3 и может быть полезно использована.

Одновременно с описанным процессом, происходящим в подпоршневой полости при перемещении поршня 4 от верхней к нижней мертвой точке, в надпоршневую полость через впускной патрубок 13 и впускной клапан 9 поступает воздух – происходит всасывание.

В момент, когда в подпоршневой полости пар начинает расширяться, перемещая поршень 4 в сторону верхней мертвой точки, впускной клапан 9 закрывается и в надпоршневой полости происходит сильное сжатие воздуха. В момент, когда поршень 4 подходит к верхней мертвой точке, через форсунку 5, управляемую электромагнитным клапаном 15, впрыскивается топливо, поступающее по топливопроводу 17 из бака 7. Топливо воспламеняется и продукты сгорания заставляют поршень двигаться от верхней мертвой точки к нижней, совершая работу. Через кривошипно-шатунный механизм 2 эта работа передается на выход из цилиндра 3 и может быть полезно использована.

В это время открывается выпускной клапан 12 и расширившиеся водяные пары из подпоршневой полости выталкиваются в атмосферу через выпускной патрубок 14.

После достижения поршнем 4 нижней мертвой точки выпускной клапан 12 закрывается и как только поршень 4 начнет обратное движение к верхней мертвой точке, открывается выпускной клапан 11 и рабочий цикл повторяется.

По сравнению с прототипом в предлагаемом комбинированном парогазовом двигателе исключено устройство суммирования мощности и уменьшены массогабаритные показатели за счет того, что процессы сжигания топлива и последующего расширения продуктов сгорания с совершением работы, и парообразования, происходящего за счет энергии отработавших газов, с последующим расширением и совершением работы, реализуются в одной машине.

Предложен комбинированный парогазовый двигатель (рис. 1.16), содержащий картер, кривошипно-шатунный механизм, выполненный крейцкопфным, цилиндр с перемещающимся в нем поршнем, снабженный парой впускных и парой выпускных клапанов, впускным и выпускным патрубками, форсунки, оборудованные электромагнитными клапанами, одна для подачи топлива, а другая воды, топливный бак и бак для воды, отличающийся тем, что полость над поршнем соединена с полостью под поршнем коллектором с каталитическим нейтрализатором с тепловым аккумулятором.

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано для более полного преобразования энергии сжигаемого топлива в механическую работу.

Известны комбинированные двигатели, включающие поршневой ДВС и утилизационный двигатель.

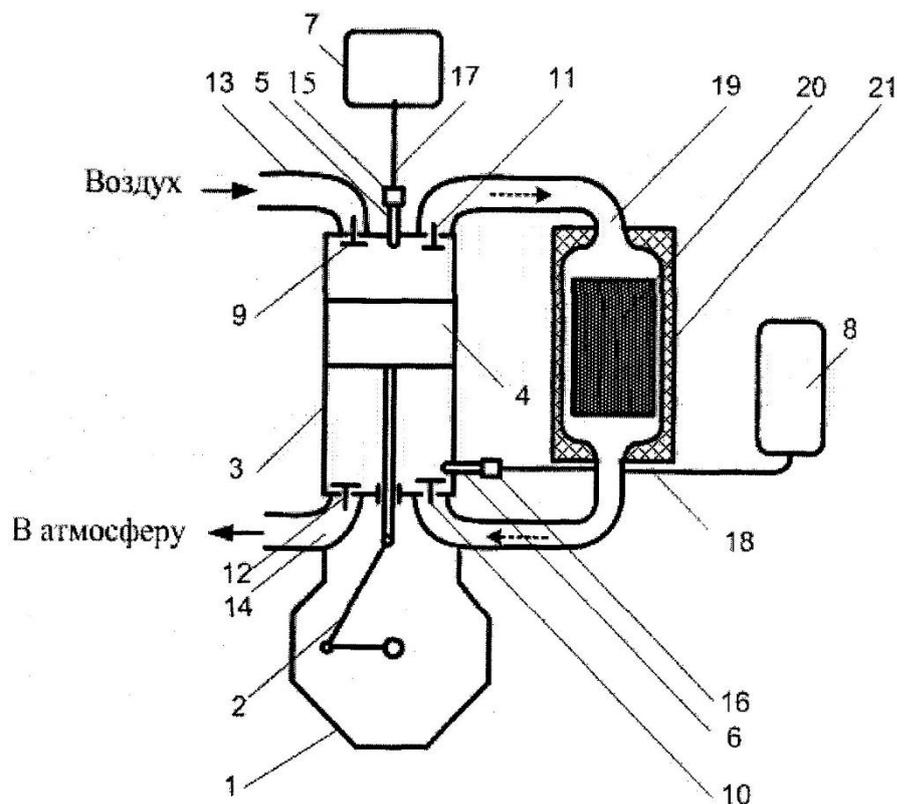


Рис. 1.16. Комбинированный парогазовый двигатель (патент на полезную модель RU 85561 U1)

Теловой двигатель с разделенными процессами газообразования (Руднев В.В., Кукис В.С., Хасанова М.Л.. Тепловой двигатель с разделенными процессами газообразования: Патент на полезную модель. RU 51111 U1 F01K 7/00. 27.01.2006. Бюл. №03), который содержит: двухтактный поршневой двигатель, имеющий картер с цилиндром, поршень со штоком, кривокопфный кривошипно-шатунный механизм и камеру сгорания, выполненную отдельно от цилиндра, соединенную коллекторами с полостями цилиндра.

Недостатком этого двигателя являются значительное удаление камеры сгорания от насосной полости, в связи с этим практически невозможно увеличить степень сжатия и повысить индикаторный КПД.

Известен также комбинированный парогазовый двигатель (Кукис В.С., Хасанова М.Л., Руднев В.В., Быстров О.И.. Комбинированный парогазовый двигатель. Патент на полезную модель. RU 70938 U1 F02G 5/02. 20.02.2008.

Бюл. №5) состоит из картера, кривокопфного кривошипно-шатунного механизма, цилиндра с перемещающимся в нем поршнем, форсункой топливной и форсункой для впрыска воды, топливного и водяного баков. Цилиндр разделен поршнем на два объема, верхний объем работает по циклу Дизеля, а в нижний объем через коллектор подаются горячие отработавшие газы и их теплота используется для перегрева и превращения в пар воды на такте расширения, то есть как паровая машина.

Недостатком этой конструкции являются большие потери теплоты отработавших горячих газов в коллекторе.

Данная конструкция двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является снижение потерь теплоты отработавших газов при перетекании из полости с дизельным циклом в полость с паровым, для обеспечения высокой эффективности преобразования термохимической энергии сжигаемого топлива в механическую работу, и более эффективного использования теплоты отработавших газов для парообразования.

Решение поставленной задачи достигается тем, что в предлагаемом комбинированном парогазовом двигателе отработавшие газы, образующиеся от процесса сжигания топлива и последующего расширения продуктов сгорания с совершением работы, перепускаются через каталитический нейтрализатор с тепловым аккумулятором для стабилизации и повышения их температуры за счет окисления несгоревших углеводородов, это позволяет частично снизить их токсичность и повысить эффективность последующего парообразования, происходящего за счет энергии отработавших газов, с последующим расширением и совершением работы.

Предлагаемый комбинированный парогазовый двигатель содержит: картер 1 с кривокопфным кривошипно-шатунным механизмом 2, цилиндр 3 с перемещающимся в нем поршнем 4, форсунками 5 и 6, через одну из которых (5) впрыскивается топливо, а через другую (6) – вода; топливный бак 7 и бак для воды 8. Цилиндр 3 комбинированного парогазового двигателя

оборудован впускными клапанами 9, 10 и выпускными клапанами 11, 12, впускным 13 и выпускным 14 патрубками. Форсунки 5 и 6 оборудованы электромагнитными клапанами 15 и 16. Топливный бак 7 соединен топливопроводом 17 с форсункой 5, бак с водой 8 соединен трубопроводом 18 с форсункой 6. Полость над поршнем соединена с полостью под поршнем коллектором 19, на котором установлен каталитический нейтрализатор 20 с тепловым аккумулятором 21.

Комбинированный парогазовый двигатель работает следующим образом. В последний такт очередного рабочего цикла, когда поршень 4 завершает перемещение к верхней мертвой точке, отработавшие газы из надпоршневой полости цилиндра 3 через выпускной клапан 11 по коллектору 19 проходят в каталитический нейтрализатор 20, где их температура повышается, затем направляются к впускному клапану 10 и через него заполняют подпоршневую полость цилиндра 3. Каталитический нейтрализатор 20 для стабилизации температуры установлен в тепловом аккумуляторе 21.

Как только поршень 4 начнет движение от верхней мертвой точки к нижней, впускной клапан 10 закрывается и происходит сжатие продуктов сгорания, находящихся в подпоршневой полости. В момент, когда поршень 4 подходит к нижней мертвой точке, через форсунку 6, управляемую электромагнитным клапаном 16, впрыскивается вода, поступающая по трубопроводу 18 из бака 8. и происходит интенсивное парообразование. Пары, расширяясь, давят на поршень 4 снизу и перемещают его вверх, совершая работу. Через кривошипный кривошипно-шатунный механизм 2 эта работа передается на выход из цилиндра 3 и может быть полезно использована.

Одновременно с описанным процессом, происходящим в подпоршневой полости при перемещении поршня 4 от верхней к нижней мертвой точке, в надпоршневую полость через впускной патрубок 13 и впускной клапан 9 поступает воздух – происходит всасывание.

В момент, когда в подпоршневой полости пар начинает расширяться, перемещая поршень 4 в сторону верхней мертвой точки, впускной клапан 9 закрывается и в надпоршневой полости происходит сильное сжатие воздуха. В момент, когда поршень 4 подходит к верхней мертвой точке, через форсунку 5, управляемую электромагнитным клапаном 15, впрыскивается топливо, поступающее по топливопроводу 17 из бака 7. Топливо воспламеняется, и продукты сгорания заставляют поршень двигаться от верхней мертвой точки к нижней, совершая работу. Через кривошипный механизм 2 эта работа передается на выход из цилиндра 3 и может быть полезно использована.

В это время открывается выпускной клапан 12 и расширившиеся водяные пары из подпоршневой полости выталкиваются в атмосферу через выпускной патрубок 14.

После достижения поршнем 4 нижней мертвой точки выпускной клапан 12 закрывается и как только поршень 4 начнет обратное движение к верхней мертвой точке, открывается выпускной клапан 11 и рабочий цикл повторяется.

По сравнению с прототипом в предлагаемом комбинированном парогазовом двигателе снижена токсичность выбрасываемых в атмосферу паров, повышается эффективность процесса парообразования, с последующим расширением и совершением работы, происходящего за счет повышения энергии отработавших газов в каталитическом нейтрализаторе, температура которого стабилизирована тепловым аккумулятором.

Следующий разработанный комбинированный парогазовый двигатель (рис. 1.17), содержит: картер, кривошипно-шатунный механизм, выполненный кривошипным, цилиндр с перемещающимся в нем поршнем, снабженный парой впускных и парой выпускных клапанов, впускным и выпускным коллекторами, форсунки, оборудованные электромагнитными клапанами, одна для подачи топлива, а другая – воды, топливный бак и бак для воды, отличающийся тем, что к коллекторам прикреплен

турбокомпрессор, соединенный через коллектор с конденсатором, имеющим выпускной трубопровод и жидкостный насос, соединенный трубопроводом с баком для воды.

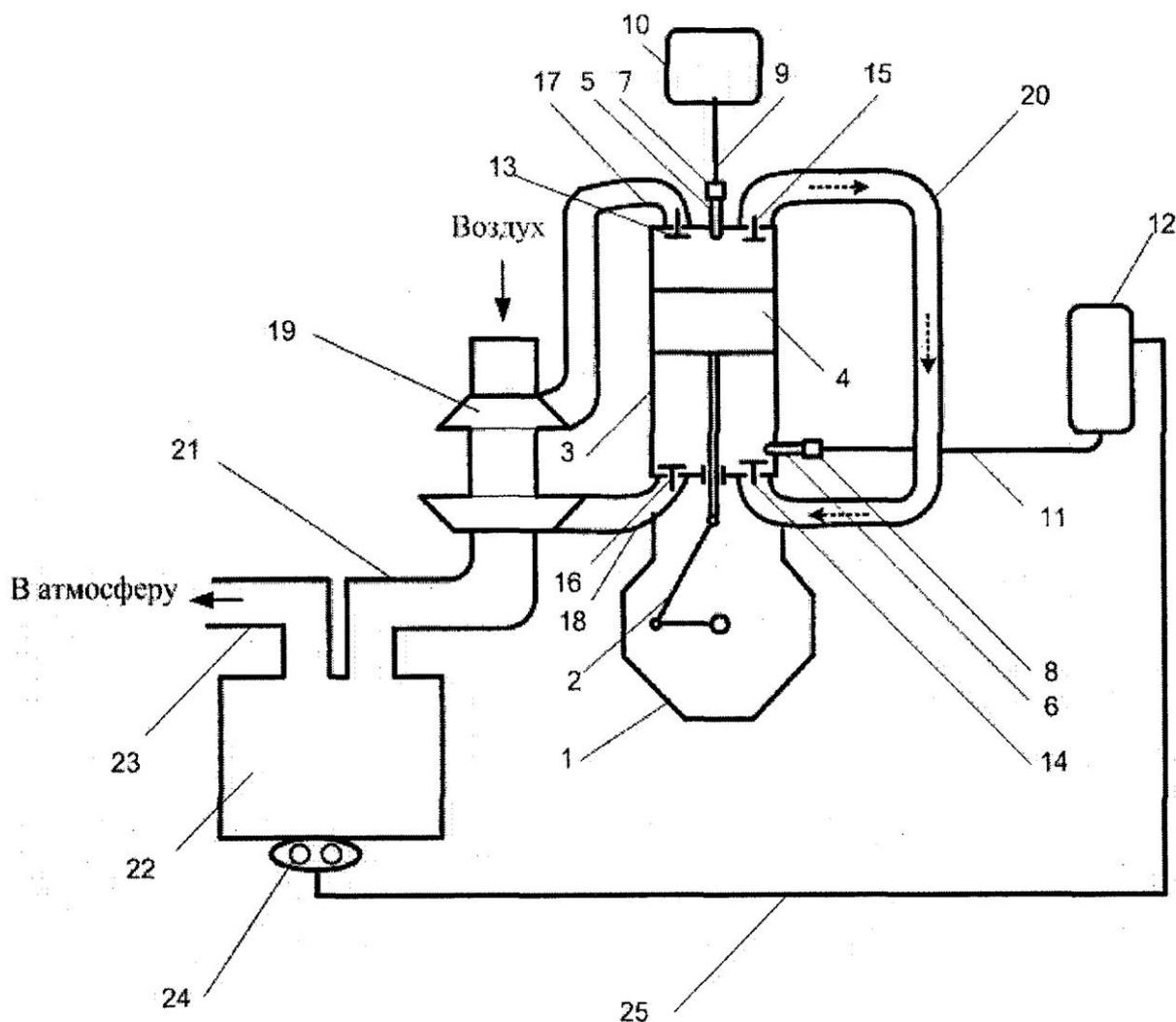


Рис. 1.17. Комбинированный парогазовый двигатель (патент на полезную модель RU 87469 U1)

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано для более полного преобразования энергии сжигаемого топлива в механическую работу.

Предлагаемый комбинированный парогазовый двигатель содержит: картер 1 с кривокопфным кривошипно-шатунным механизмом 2, цилиндр 3 с перемещающимся в нем поршнем 4, форсунками 5 и 6, оборудованными электромагнитными клапанами 7 и 8, через одну из которых (5)

впрыскивается топливо, а через другую (6) – вода, поступающие соответственно по трубопроводу 9 из топливного бака 10, и по трубопроводу 11 из бака для воды 12. Цилиндр 3 комбинированного парогазового двигателя, оборудованный впускными клапанами 13, 14 и выпускными клапанами 15, 16, впускным 17 и выпускным 18 коллекторами, соединенными с турбокомпрессором 19. Полость над поршнем соединена с полостью под поршнем коллектором 20. Турбокомпрессор 19 через коллектор 21 соединен с конденсатором 22 с выпускным трубопроводом 23 и жидкостным насосом 24, соединенным трубопроводом 25 с баком для воды 12.

Известны комбинированные двигатели, включающие поршневой ДВС и утилизирующий двигатель.

Теловой двигатель с разделенными процессами газообразования (Руднев В.В., Кукис В.С., Хасанова М.Л.. Тепловой двигатель с разделенными процессами газообразования: Патент на полезную модель. RU 51111 U1 F01K 7/00. 27.01.2006. Бюл. №03), который содержит: двухтактный поршневой двигатель, имеющий картер с цилиндром, поршень со штоком, кривошипно-шатунный механизм и камеру сгорания, выполненную отдельно от цилиндра, соединенную коллекторами с полостями цилиндра.

Недостатком этого двигателя являются значительное удаление камеры сгорания от насосной полости, затрудняющее возможность увеличения степени сжатия и повышения индикаторного КПД.

Известен также комбинированный парогазовый двигатель (Кукис В.С., Хасанова М.Л., Руднев В.В., Быстров О.И.. Комбинированный парогазовый двигатель. Патент на полезную модель. RU 70938 U1 F02G 5/02. 20.02.2008. Бюл. №5) состоит из картера, кривошипно-шатунного механизма, цилиндра с перемещающимся в нем поршнем, форсункой топливной и форсункой для впрыска воды, топливного и водяного баков.

Цилиндр разделен поршнем на два объема, верхний объем работает по циклу Дизеля, а в нижний объем через коллектор подаются горячие отработавшие газы, и их теплота используется для перегрева и превращения в пар воды на такте расширения, по принципу работы паровой машины.

Недостатком этой конструкции являются недостаточно полное использование энергии пара на такте расширения, и низкий коэффициент наполнения верхнего объема по причине высокого противодавления при перепуске горячих отработавших газов в нижний объем.

Данная конструкция двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является повышение массового наполнения цилиндров за счет использования энергии пара, с целью повышения эффективности преобразования термохимической энергии сжигаемого топлива в механическую работу, и более экономичного использования воды, предназначенной для парообразования.

Решение поставленной задачи достигается тем, что в предлагаемом комбинированном парогазовом двигателе энергия смеси отработавших газов и пара, имеющая достаточно высокий потенциал, используется в турбокомпрессоре для нагнетания свежего заряда воздуха, тем самым повышая массовое наполнение на входе в парогазовый двигатель. А пар на выходе конденсируется в воду и повторно используется в рабочем цикле.

Комбинированный парогазовый двигатель работает следующим образом. В последний такт очередного рабочего цикла, когда поршень 4 завершает перемещение к верхней мертвой точке, отработавшие газы из надпоршневой полости цилиндра 3 через выпускной клапан 15 по коллектору 20 направляются к впускному клапану 14 и через него заполняют подпоршневую полость цилиндра 3.

Как только поршень 4 начнет движение от верхней мертвой точки к нижней, впускной клапан 14 закрывается и происходит сжатие продуктов сгорания, находящихся в подпоршневой полости. В момент, когда поршень 4

подходит к нижней мертвой точке, через форсунку 6, управляемую электромагнитным клапаном 8, впрыскивается вода, поступающая по трубопроводу 11 из бака 12, происходит интенсивное парообразование. Пары, расширяясь, давят на поршень 4 снизу и перемещают его вверх, совершая работу. Через кривошипный кривошипно-шатунный механизм 2 эта работа может быть полезно использована.

Одновременно с описанным процессом, происходящим в подпоршневой полости при перемещении поршня 4 от верхней к нижней мертвой точке, в надпоршневую полость через впускной коллектор 17 и впускной клапан 13 поступает воздух от турбокомпрессора 19 – происходит нагнетание воздуха.

В момент, когда в подпоршневой полости пар начинает расширяться, перемещая поршень 4 в сторону верхней мертвой точки, впускной клапан 13 закрывается и в надпоршневой полости происходит сильное сжатие воздуха. В момент, когда поршень 4 подходит к верхней мертвой точке, через форсунку 5, управляемую электромагнитным клапаном 7, впрыскивается топливо, поступающее по топливопроводу 9 из бака 10. Топливо воспламеняется, и продукты сгорания заставляют поршень двигаться от верхней мертвой точки к нижней, совершая работу. Через кривошипный кривошипно-шатунный механизм 2 эта работа может быть полезно использована.

В это время открывается выпускной клапан 16 и расширившиеся водяные пары из подпоршневой полости по выпускному коллектору 18 подаются на турбокомпрессор 19, заставляя его нагнетать воздух во впускной коллектор 17.

После достижения поршнем 4 нижней мертвой точки выпускной клапан 16 закрывается и как только поршень 4 начнет обратное движение к верхней мертвой точке, открывается выпускной клапан 14 и рабочий цикл повторяется.

Отработавший пар от турбокомпрессора 19 по коллектору 21 поступает в конденсатор 22, где пар конденсируется в воду, а отработавшие газы по трубопроводу 23 выбрасываются в атмосферу. Вода, образованная в конденсаторе 22 откачивается насосом 24 по трубопроводу 25 в бак для воды 12 и в последующем используется опять для парообразования.

По сравнению с прототипом в предлагаемом комбинированном парогазовом двигателе снижена токсичность выбрасываемых в атмосферу паров, повышается эффективность использования теплоты сгораемого топлива, а за счет применения турбокомпрессора повышаются мощностные и экономические показатели за использования бросовой энергии отработавших газов. Применение конденсатора позволяет экономить используемую для парообразования воду.

Еще одним средством повышения эффективности и экологичности силовых установок является теплоэнергетическая установка с разделенными процессами сжатия и расширения (рис.1.18), включающая форсунки с электроприводом, впускные и выхлопные клапаны, выпускные патрубки, выпускные клапаны, впускные воздухопроводы, обмотку возбуждения, ресивер, двигатель Стирлинга, компрессор и топливный бак, отличающаяся тем, что она содержит два рабочих цилиндра, оборудованных рубашками для прохода охлаждающей жидкости, и два поршня, соединенных штоком-якорем.

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано для повышения эффективности преобразования термохимической энергии сжигаемого топлива в механическую работу.

Предлагаемая теплоэнергетическая установка с разделенными процессами сжатия и расширения содержит: два цилиндра 1, оборудованные рубашками для прохода охлаждающей жидкости 2, с поршнями 3, впускными 4, 5 и выхлопными 6, 7 клапанами, выпускными патрубками 8, 9,

выпускными клапанами 10, 11, впускными воздухопроводами 12, 13, форсунками 14, 15 с электрическим приводом; топливный бак 16; двигатель Стирлинга 17; компрессор 18, соединенный трубопроводом 19 с ресивером 20, обмотку возбуждения 21 и шток-якорь 22.

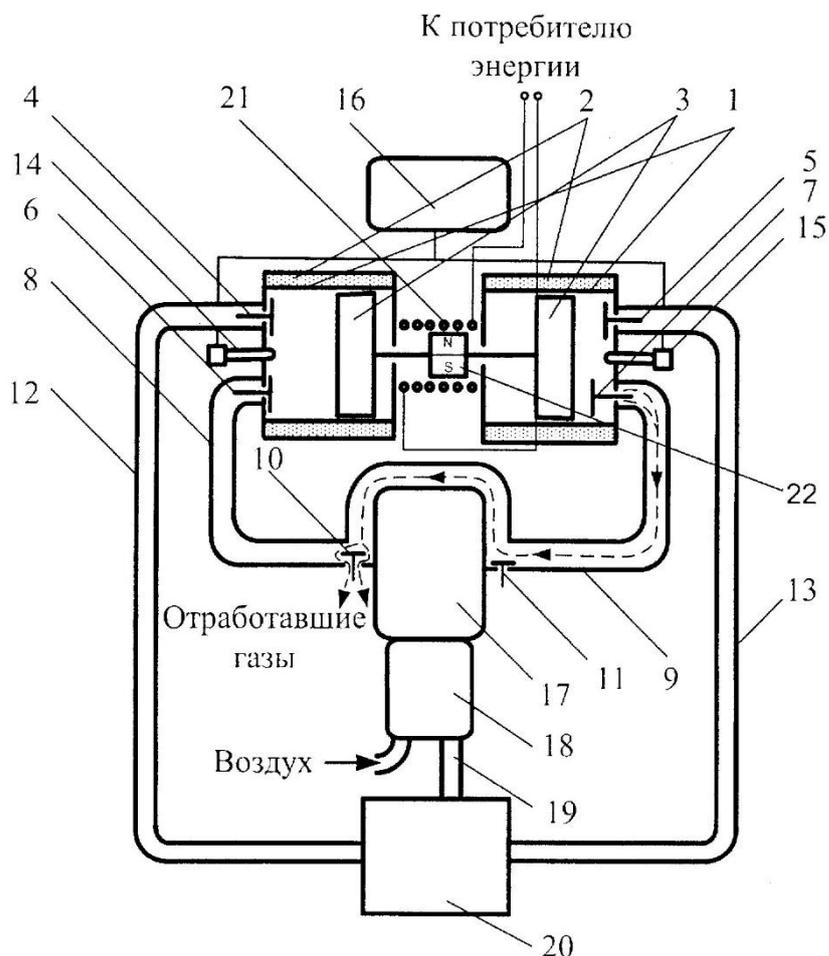


Рис. 1.18. Теплоэнергетическая установка с разделенными процессами сжатия и расширения (патент на полезную модель RU 71703 U1)

Известны теплоэнергетические установки с разделенными процессами сжатия и расширения. Известна теплоэнергетическая установка с разделенными процессами сжатия и расширения (Сухов А. Выхлоп чище воздуха // За рулем. - 2001. №4.), которая содержит два цилиндра разного диаметра с клапанами. Эти цилиндры расположены V-образно и соединены каналами со сферической камерой, находящейся между ними и имеющей впускной и выпускной клапаны. Когда поршень в малом цилиндре движется

вниз, в надпоршневое пространство засасывая наружный воздух. Затем, при движении вверх, поршень сжимает воздух (впускной клапан цилиндра закрыт, впускной клапан сферической камеры открыт, выпускной – закрыт). В конце такта сжатия давление поднимается до 20 бар. Впускной клапан сферической камеры закрывается, а в камеру подается топливо. Затем, выпускной клапан сферической камеры открывается, и продукты сгорания направляются в большой цилиндр, где происходит расширение. После расширения открывается выпускной клапан большого цилиндра, и отработавшие газы выходят в атмосферу.

Недостатками описанной конструкции являются:

1. Невозможность полного расширения (до атмосферного давления) продуктов сгорания в большом цилиндре, так как поршни и большого и малого цилиндра с помощью шатунов соединены с общим кривошипом.
2. Расходование части энергии, произведенной при расширении в большом цилиндре, на сжатие воздуха в малом цилиндре.

Известна также теплоэнергетическая силовая установка с разделенными процессами сжатия и расширения (Теплоэнергетическая установка с разделенными процессами сжатия и расширения: Патент на полезную модель RU 56968 U1 F02B 41/02; опуб. 27.09.2006 Бюл. №27).

Она содержит: рабочий цилиндр с электрической обмоткой на наружной поверхности и поршнем-якорем внутри; по два впускных и выхлопных клапана, выпускных патрубков и впускных воздухопроводов, форсунок с электрическим приводом; топливный бак с двумя топливопроводами; двигатель Стирлинга с полостью для прохода отработавших газов с двумя клапанами; компрессор, соединенный трубопроводом с ресивером.

Недостатками описанной конструкции является:

1. Высокая теплонапряженность поршня, по причине конструктивной сложности организации охлаждения рабочего цилиндра, так как он выполнен с электрической обмоткой на наружной поверхности, которая, для

обеспечения высокого КПД, должна располагаться как можно ближе к поршню-якорю. Также высокая теплонапряженность поршня-якоря обусловлена тем, что процесс сгорания происходит попеременно то с одной, то с другой его стороны. Это со временем приводит к потере магнитных свойств у металла, из которого выполнен поршень-якорь, в результате чего теплоэнергетическая силовая установка теряет свою работоспособность.

2. Сложность (в связи с высокой температурой) обеспечения надежной смазки пары трения рабочий цилиндр – поршень-якорь, что ведет к ее быстрому износу.

3. Необходимость охлаждения электрической обмотки, расположенной непосредственно на наружной поверхности цилиндра, так как нагрев обмотки свыше 80°C ведет к нарушению изоляции и, как следствие, - межвитковому замыканию.

Данная конструкция двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Для исключения недостатков прототипа предлагается конструктивно разделить узлы теплоэнергетической силовой установки, в которых происходит сгорание топлива и выработка электроэнергии, а также оборудовать цилиндры рубашкой охлаждения.

Предлагаемая теплоэнергетическая установка с разделенными процессами сжатия и расширения работает следующим образом.

При движении поршней 3, соединенных штоком-якорем 22, вправо и приближении их к крайнему правому положению, отработавшие газы из правой полости, образуемой стенками правого рабочего цилиндра 1, его крышкой и днищем правого поршня 3, через открытый выхлопной клапан 7 по выпускному патрубку 9 поступают в полость, окружающую нагреватель двигателя Стирлинга 17, нагревают рабочее тело двигателя Стирлинга 17 и приводят его в действие. Пройдя полость, отработавшие газы выходят в атмосферу через открытый выпускной клапан 10. Мощность, вырабатываемая двигателем Стирлинга, используется для сжатия воздуха в

компрессоре 18. Сжатый и нагретый вследствие этого воздух по трубопроводу 19 подается в ресивер 20, откуда по воздухопроводу 13 через впускной клапан 5 поступает в правую полость, образуемую днищем правого поршня 3, стенками правого рабочего цилиндра 1 и его крышкой. В то же время в эту полость через форсунку 5 впрыскивается топливо, поступающее из топливного бака 16. Поступившее в цилиндр топливо попадает в сжатый и горячий воздух, воспламеняется и происходит расширение продуктов сгорания и поршни 3, соединенные штоком-якорем 22 перемещаются влево. В это время из левой полости рабочего цилиндра, образуемой днищем левого поршня 3, стенками левого рабочего цилиндра 1 и его крышкой, через открытый выхлопной клапан 6 по выпускному патрубку 8 отработавшие газы, образовавшиеся в предыдущем цикле, начинают поступать в полость, окружающую нагреватель двигателя Стирлинга 17. В этот момент выпускной клапан 10 закрывается, а выпускной клапан 11 открывается и отработавшие газы, проходя через полость, окружающую нагреватель двигателя Стирлинга 17, нагревают рабочее тело двигателя Стирлинга 17, обеспечивая его работу, и выходят через выпускной клапан 11 в атмосферу. Двигатель Стирлинга 17 продолжает приводить в действие компрессор 18. В момент приближения левого поршня 3 к крышке левого рабочего цилиндра 1 открывается впускной клапан 4, через который по воздухопроводу 12 сжатый горячий воздух из ресивера 20 поступает в левую полость, образуемую левым поршнем 3, стенками левого рабочего цилиндра 1 и его крышкой. В то же время в эту полость через форсунку 14 впрыскивается топливо, поступающее из топливного бака 16. Поступившее в цилиндр топливо попадает в сжатый и горячий воздух, воспламеняется, происходит расширение продуктов сгорания и поршни 3, соединенные штоком-якорем 22, перемещаются вправо, после чего описанный рабочий цикл повторяется. Возвратно-поступательное движение поршней 3, соединенных штоком-якорем 22 внутри рабочих цилиндров 1 происходит одновременно и внутри электрической обмотки 21, расположенной над соединительным штоком-якорем 22.

В результате этого, при помощи установленного на штоке-якоре 22 постоянного магнита в электрической обмотке 21 наводится электродвижущая сила (электрический ток), который направляется к потребителю энергии. Цилиндры силовой установки во время ее работы охлаждаются жидкостью, проходящей по рубашке охлаждения 2.

По сравнению с прототипом в предлагаемой теплоэнергетической силовой установке:

- уменьшена теплонапряженность поршня, а также исключен нагрев обмотки возбуждения, свыше  $80^{\circ}\text{C}$ , путем переноса обмотки возбуждения с наружной поверхности рабочего цилиндра в место между рабочими цилиндрами;

- обеспечена надежная смазка пары трения рабочий цилиндр - поршень в связи с понижением рабочей температуры цилиндра, путем организации рубашки охлаждения для прохода охлаждающей жидкости, омывающей непосредственно наружную поверхность цилиндра;

- исключена потеря магнитных свойств поршнем-якорем за счет переноса якоря из рабочего цилиндра на шток, соединяющий поршни рабочих цилиндров.

Для преобразования бросовой энергии отработавших газов ДВС предлагается двигатель с внешним подводом теплоты (рис. 1.19), содержащий поршневой двигатель с кривошипно-шатунным механизмом, с впрыском в цилиндр подогретой в теплообменнике воды в начале такта расширения и устройством подогрева воздуха, отличающийся тем, что он снабжен камерой сгорания для нагрева воздуха, в которой размещены впускной и выпускной клапаны, отдельно от него выполненным теплообменником для подогрева впрыскиваемой воды и выпускным клапаном цилиндра для выпуска отработавших газов.

Предложение относится к машиностроению, а именно, к двигателестроению) и может быть использовано в качестве силовой установки для получения эффективной мощности.

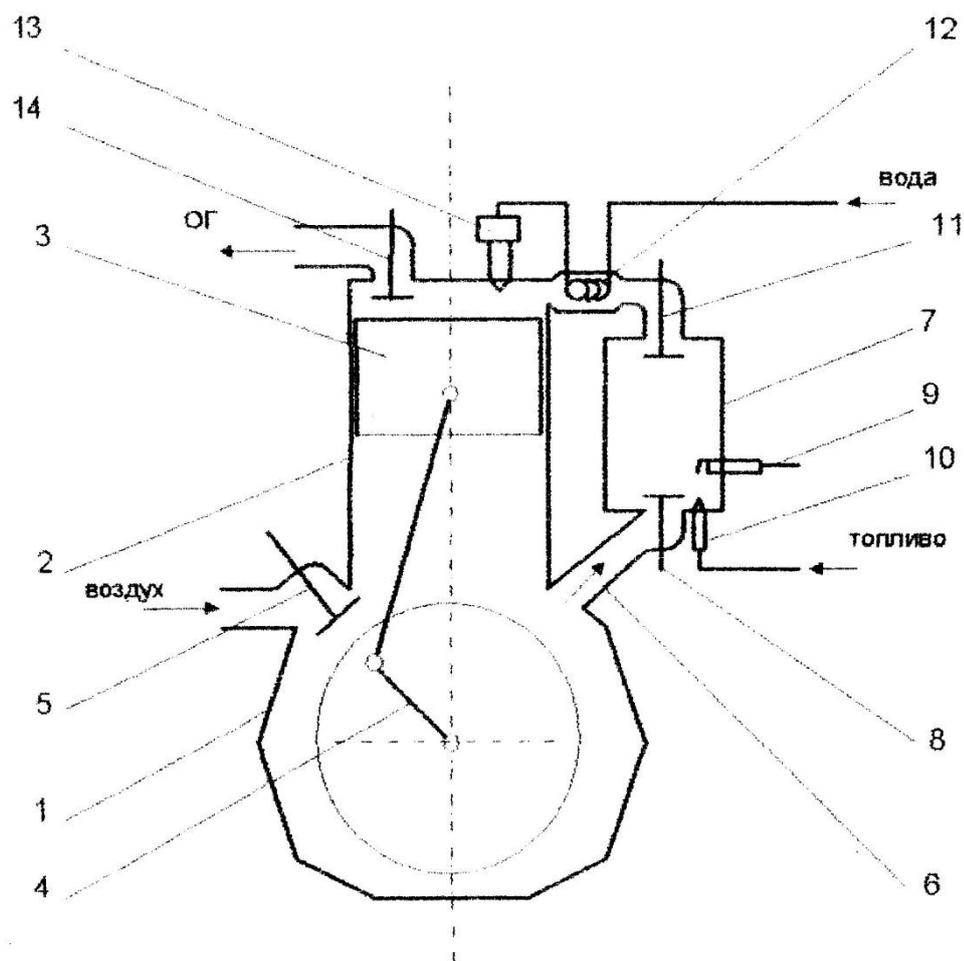


Рис. 1.19. Двигатель с внешним подводом теплоты (патент на полезную модель RU 45463 U1)

Двигатель с внешним подводом теплоты имеет поршневой двигатель, включающий картер 1 с цилиндром 2, в которых установлены поршень 3 с кривошипно-шатунным механизмом 4. С одной стороны картера 1 имеется впускной патрубок 5 с клапаном, с другой патрубок 6 для подачи сжатого воздуха в камеру сгорания 7 через впускной клапан 8. В камере сгорания 7 размещены: искровая свеча 9, форсунка 10 для подачи топлива и выпускной клапан 11 для выпуска горячих газов через теплообменник 12 в надпоршневое пространство цилиндра 2. В надпоршневом пространстве цилиндра 2 для подачи воды в цилиндр установлена форсунка 13. Смесь пара и горячих газов совершив работу, выходит через выпускной клапан цилиндра.

Известны двигатели с внешним подводом теплоты.

Двигатель с внешним сгоранием (патент США F 01 k 21/04 №3728858) использует энергию пара, инжектируемого в конце хода сжатия в силовой цилиндр из парового котла, работает по двухтактному циклу. Продукты сгорания из топки, размещенной в паровом котле, впрыскиваются в силовой цилиндр двигателя после хода расширения. Эти продукты сгорания затем сжимаются поршнем, и их тепло используется для подогрева питательной воды, циркулирующей в рубашке силового цилиндра.

Недостатком этого двигателя является то, что в паровом котле давление пара должно быть значительно больше, чем давление в цилиндре в конце хода сжатия, поэтому за короткий промежуток времени большое количество пара в цилиндр попасть не успевает, следовательно, эффективный КПД этого двигателя низок.

Известен утилизационный двигатель с внешним подводом теплоты (Богданов А.И., Кукис В.С., Руднев В.В. и др. Утилизационный двигатель с внешним подводом теплоты: Свидетельство на полетную модель №15914, выданное 20 ноября 2000 г.), имеющий поршневой двигатель, включающий блок с цилиндром, в которых перемещаются поршень с кривошипно-шатунным механизмом. С одной стороны блока имеется впускной патрубок с впускным клапаном, с другой – патрубок с нагнетательным клапаном для подачи сжатого воздуха в котел. В котле размещены: змеевик для нагрева воды, искровая свеча и форсунка подачи топлива в котел. Подогретый воздух нагнетается в цилиндр через впускной коллектор и продувочное окно. Отработавшие газы выходят через продувочное окно и выпускной коллектор. Сверху над цилиндром закреплена электромагнитная форсунка впрыска воды.

Недостатком этого утилизационного двигателя является сравнительно низкий КПД, обусловленный большими потерями теплоты в котле.

Данная конструкции двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является повышение эффективности работы двигателя с внешним подводом теплоты.

Поставленная задача достигается тем, что в двигателе с внешним подводом теплоты, содержащим поршневой двигатель с кривошипно-шатунным механизмом, с впрыском в цилиндр подогретой в теплообменнике воды в начале такта расширения и устройством подогрева воздуха, отличающийся тем, что он снабжен камерой сгорания для нагрева воздуха, в которой размещены впускной и выпускной клапаны, отдельно от него выполненным теплообменником для подогрева впрыскиваемой воды и выпускным клапаном цилиндра для выпуска отработавших газов.

Предлагаемый двигатель с внешним подводом теплоты содержит: поршневой одноцилиндровый двухтактный двигатель, включающий картер 1 с цилиндром 2, в которых установлены поршень 3 с кривошипно-шатунным механизмом 4. С одной стороны картера 1 имеется впускной патрубок 5 с клапаном, с другой патрубок 6 для подачи сжатого воздуха в камеру сгорания 7 через впускной клапан 8. В камере сгорания 7 размещены: искровая свеча 9, форсунка 10 подачи топлива и выпускной клапан 11 для выпуска горячих газов через теплообменник 12 в надпоршневое пространство цилиндра 2. В надпоршневом пространстве цилиндра 2 для подачи воды в цилиндр установлена форсунка 13 и выпускной клапан цилиндра 14.

Предлагаемый двигатель с внешним подводом теплоты работает следующим образом.

Воздух, поступающий в блок двигателя 1 через впускной патрубок с клапаном 5, нагнетается при помощи кривошипно-шатунного механизма 4 в патрубок 6, за тем в камеру сгорания 7 через впускной клапан 8. После закрытия впускного 8 и выпускного 11 клапанов камеры сгорания 7, поступающее через форсунку 10 топливо смешивается с воздухом и сгорает, воспламеняясь от искровой свечи 9. Температура и давление в камере сгорания повышаются, и при открытии выпускного клапана 11 горячий

воздух, отдав часть тепла в теплообменнике 12 воде попадает в цилиндр 2. Где в результате смешивания впрыскиваемой через форсунку 13 водой и горячего воздуха образуется перегретый пар, который давит на поршень 3, двигая его к нижней мертвой точке совершая рабочий ход. Отработавшие газы выбрасываются в атмосферу через выпускной клапан цилиндра 14 при движении поршня 3 к верхней мертвой точке.

По сравнению с прототипом предлагаемый двигатель с внешним подводом теплоты имеет следующие преимущества: позволяет повысить эффективный коэффициент полезного действия за счет применения в поршневом двигателе отдельной камеры сгорания и подачи горячего воздуха из нее через клапан в надпоршневое пространство, что повышает эффективность работы двигателя и позволяет сделать вывод о достижении поставленной задачи.

Авторами разработан комбинированный двигатель (рис. 1.20), содержащий верхний рабочий объем, снабженный впускными и выпускными клапанами, форсункой, оборудованной электромагнитным клапаном, соединенный коллектором с нижним рабочим объемом с электромагнитным клапаном и ресивером через охладитель и тепловой аккумулятор впускными и выпускными клапанами охладителя и теплового аккумулятора, отличающийся тем, что кривошипно-шатунный механизм оппозитный с цилиндрами и поршнями разного диаметра связан с охладителем воздуха ресивера и каталитическим нейтрализатором в тепловом аккумуляторе.

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано для более полного преобразования энергии сжигаемого топлива в механическую работу.

Задачей предложения является увеличение снижение токсичности отработавших газов, улучшение мощностных показателей.

Решение поставленной задачи достигается тем, что токсичность отработавших газов снижается в каталитическом нейтрализаторе, улучшение

мощностных показателей достигается снижением потерь теплоты в стенке цилиндра для сгорания и отводом теплоты от стенок при сжатии применением отдельных, повышением энергоемкости ресивера охлаждением воздуха.

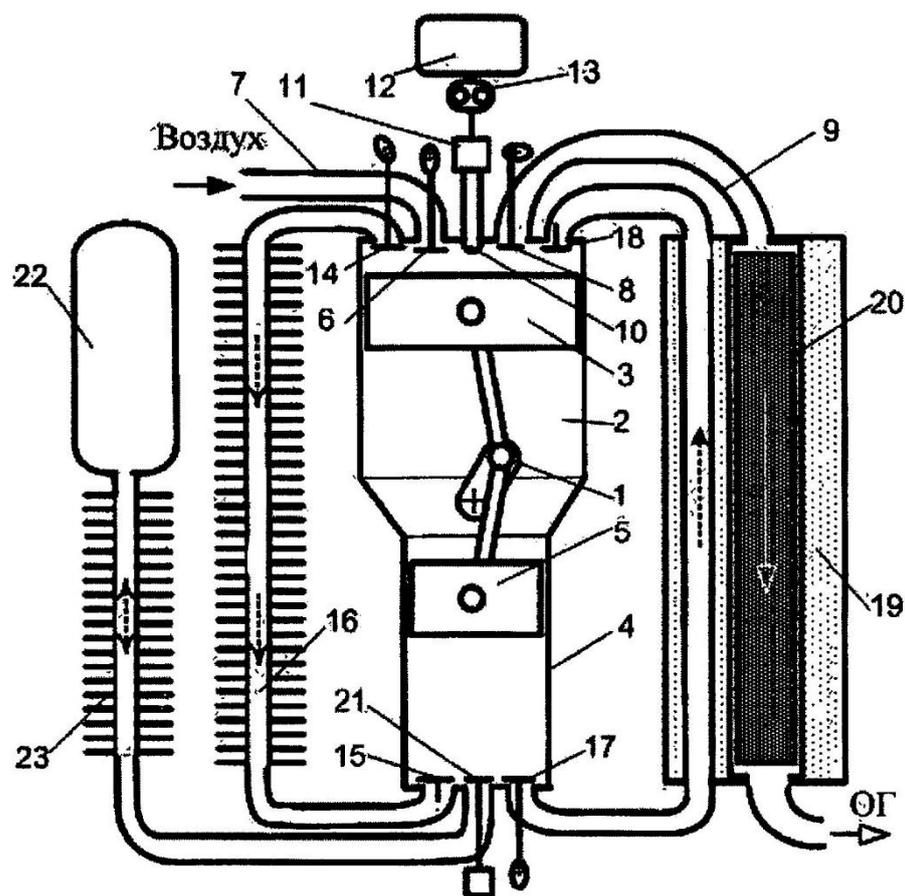


Рис. 1.20. Комбинированный двигатель (патент на полезную модель RU103855U1)

Предлагаемый комбинированный двигатель содержит: оппозитный кривошипно-шатунный механизм 1 с верхним цилиндром 2 и поршнем 3 большого диаметра и нижним цилиндром 4 и поршнем 5 меньшего диаметра. Верхний цилиндр 2 оборудован впускным клапаном 6 с впускным коллектором 7 и выпускным клапаном 8 с выпускным коллектором 9, форсункой 10 с электромагнитным клапаном 11, топливный бак 12 с насосом 13, впускным 14 и выпускным 15 клапанами охладителя 16, впускным 17 и выпускным 18 клапанами теплового аккумулятора 19 с каталитическим

нейтрализатором 20, электромагнитным клапаном 21 ресивера 22 с охладителем воздуха 23.

Известны комбинированные двигатели, включающие поршневой ДВС и утилизирующий двигатель.

Двигатель внутреннего сгорания (Руднев В.В., Хасанова М.Л. двигатель внутреннего сгорания: Патент на полезную модель. RU 89179 U1 F02G 5/02. 27.11.2009. Бюл. №33), который содержит: картер с размещенным в нем кривошипно-шатунным механизмом, цилиндр, поршень, головку цилиндра с впускным коллектором, впускным и выпускным клапанами, форсунку для топлива, перепускным клапаном с охладителями воздуха и ресиверами низкого и высокого давления.

Недостатком этого двигателя являются значительные потери теплоты при ступенчатом сжатии воздуха из-за применения двух ресиверов и одного рабочего объема, что снижает индикаторный КПД.

Известен также двухтактный двигатель внутреннего сгорания с разделенными процессами сжатия и расширения. Способ работы двухтактного двигателя внутреннего сгорания: (Патент RU 2136920, 6 F02B 41/04. Оpubл. 10.09.99. Бюл. №25), содержащий два цилиндра, оборудованные клапанами, с поршнями, которые приводятся в действие от общего коленчатого вала, и ресивер. Тыльная сторона поршня при его движении вниз в одном из цилиндров обеспечивает сжатие воздуха и нагнетание его в ресивер. Из ресивера сжатый воздух поступает в два цилиндра, где осуществляется сгорание подаваемого в них топлива, и расширение продуктов сгорания практически до атмосферного давления за счет объема расширения в два раза большего объема сжатия.

Недостатками этого двигателя является расходование части энергии, произведенной при расширении, на сжатие воздуха.

Известен также комбинированный двигатель. Комбинированный двигатель. (Патент на полезную модель. RU 87468 U1 F02G 5/02. 10.10.2009. Бюл. №28), состоящий из картера, крейцкопфного кривошипно-шатунного

механизма, цилиндра с перемещающимся в нем поршнем, снабженный впускными и выпускными клапанами, форсункой, оборудованной электромагнитным клапаном, имеющий полость над поршнем, соединенную коллектором с полостью под поршнем, которые соединены через охладитель и тепловой аккумулятор впускными и выпускными клапанами охладителя и теплового аккумулятора, а нижняя полость с ресивером через электромагнитный клапан.

Недостатком этой конструкции являются высокая токсичность отработавших газов, значительные потери через стенки цилиндра, низкая энергоемкость ресивера.

Данная конструкция двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является увеличение снижение токсичности отработавших газов, улучшение мощностных показателей.

Решение поставленной задачи достигается тем, что токсичность отработавших газов снижается в каталитическом нейтрализаторе, улучшение мощностных показателей достигается снижением потерь теплоты в стенки цилиндра для сгорания и отводом теплоты от стенок при сжатии применением отдельных, повышением энергоемкости ресивера охлаждением воздуха.

Предлагаемый комбинированный двигатель работает следующим образом.

На установившихся режимах работа комбинированного двигателя осуществляется по четырехтактному циклу дизеля.

На режимах холостого хода комбинированный двигатель работает следующим образом.

В первый такт очередного рабочего цикла поршень 3 движется от верхней мертвой точки к нижней, впускной клапан 6 открывается и за счет разрежения, создаваемого в надпоршневом пространстве, происходит впуск свежего заряда воздуха из атмосферы по впускному коллектору 7 в цилиндр

2 двигателя, а в нижнем цилиндре происходит сжатие воздуха поршнем 5 с последующей подачей его через электромагнитный клапан 21 и охладитель воздуха 23 в ресивер 22.

На втором такте поршень 3 начинает движение из нижней мертвой точки к верхней, с началом движения открывается впускной клапан охладителя 14, происходит сжатие воздуха в надпоршневом пространстве и подача его через охладитель 16 и выпускной клапан охладителя 15 в нижний цилиндр 4. В процессе движения поршня 3 к верхней мертвой точке, происходит закрытие впускного клапана охладителя 14 и продолжается сжатие воздуха, находящегося в верхнем цилиндре 2. В конце второго такта в нагретый за счет сжатия воздух через форсунку 10, управляемую электромагнитным клапаном 11, впрыскивается под высоким давлением топливо, подаваемое насосом 13 из бака 12, и происходит воспламенение и сгорание топлива с интенсивным тепловыделением.

На третьем такте горячие газы, расширяясь, давят на поршень 3 сверху и перемещают его вниз, совершая работу. Через кривошипно-шатунный механизм 1 эта работа может быть полезно использована. На этом же такте в нижнем цилиндре открывается электромагнитный клапан 21, происходит сжатие и подача воздуха через охладитель воздуха 23 в ресивер 22.

В последний четвертый такт рабочего цикла, когда поршень 3 перемещается к верхней мертвой точке, отработавшие газы из верхнего цилиндра 2 через выпускной клапан 8 по коллектору 9 поступают в тепловой аккумулятор 19 с каталитическим нейтрализатором 20, для нейтрализации и отдачи теплоты, затем направляются в атмосферу.

На режиме торможения двигателем рабочий цикл осуществляется также как и на режиме холостого хода, за исключением полного прекращения подачи топлива через форсунку 10 в цилиндр 2, на втором такте перекачивания всего количества воздуха из верхнего цилиндра 2 через впускной клапан охладителя 14, охладитель 16 и выпускной клапан охладителя 15 в нижний цилиндр 4 с последующим сжатием его поршнем 5 и

подачей этого воздуха через электромагнитный клапан 21 для охлаждения его в охладителе воздуха 23 и накопления его в ресивере 22.

На режиме форсирования двигателя на пиковых нагрузках в отличие от режима холостого хода на втором такте рабочего цикла открывается электромагнитный клапан 21, и сжатый воздух из ресивера 22 поступая в нижний цилиндр 4, расширяясь создает давление на поршень 5, совершая полезную работу. В начале третьего такта открываются впускной 17 и выпускной 18 клапаны теплового аккумулятора 19, и воздух, выталкиваемый поршнем 5 из нижнего цилиндра 4 через впускной 17 и выпускной 18 клапаны, тепловой аккумулятор 19 поступает в верхний цилиндр 2. В этот момент времени происходит увеличение давления на такте расширения путем добавления в горячие газы и смешивания с ними высоко сжатого и прогретого в тепловом аккумуляторе 19 воздуха.

На режиме пуска холодного двигателя степень сжатия увеличивается за счет закрытия впускного клапана 14 охладителя 16 на втором такте рабочего цикла и прекращения подачи сжимаемого воздуха из верхнего цилиндра 2 в нижний цилиндр 4.

Токсичность отработавших газов, проходящих через каталитический нейтрализатор 20 снижается, параллельно этому температура отработавших газов повышается, что способствует увеличению температуры теплового аккумулятора 19 и повышению мощностных показателей двигателя на режиме форсирования.

Снижение температуры воздуха в охладителе воздуха 23 нагнетаемого в ресивер 22 позволяет при прежнем объеме ресивера повысить его энергоемкость, что способствует увеличению массы подаваемого воздуха на режимах форсирования двигателя на пиковых нагрузках.

Применение оппозитного кривошипно-шатунного механизма 1 позволяет выполнить объемы верхнего цилиндра 2 большим относительно нижнего цилиндра 4, что способствует улучшению индикаторных показателей.

По сравнению с прототипом в предлагаемом комбинированном двигателе снижена токсичность выбрасываемых в атмосферу отработавших газов, осуществлено повышение показателей двигателя на пиковых нагрузках увеличением среднего эффективного давления на такте расширения путем использования энергии высоко сжатого воздуха, накопленного за счет рекуперации энергии на режиме торможения и холостого хода в ресивере, и увеличения температуры теплового аккумулятора.

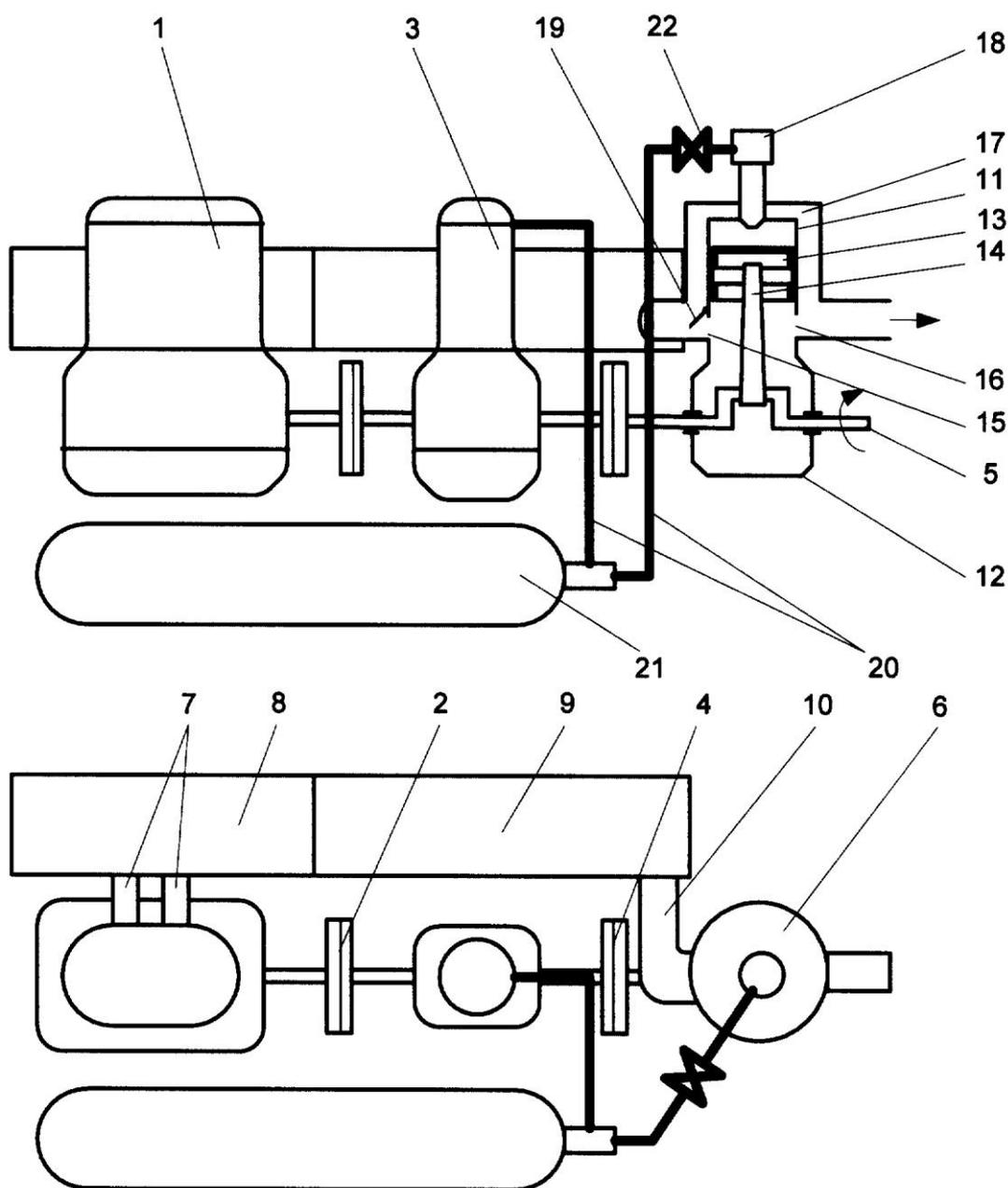


Рис. 1.21. Комбинированная силовая установка с разделенными потоками газов (патент на полезную модель RU 61796 U1)

Разработанная комбинированная силовая установка с разделенными потоками газов (рис. 1.21), содержит двигатель внутреннего сгорания и соединенный с ним через выпускной коллектор и тепловой аккумулятор пневматический двигатель с внешним подводом теплоты, работающий по двухтактному циклу и содержащий цилиндр с впускным и выпускным окнами, отличающаяся тем, что каталитический нейтрализатор соединен с тепловым аккумулятором, пневматическим двигателем с клапаном для подачи воздуха и регулировочным краном с баллоном и компрессором, имеющим привод через фрикционы от ДВС и от пневматического двигателя.

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению, и может быть использовано для получения дополнительной эффективной мощности силовой установки, включающей двигатель внутреннего сгорания с компрессором и пневматическим двигателем с внешним подводом теплоты.

Комбинированная силовая установка с разделенными потоками газов содержит: двигатель внутреннего сгорания 1, вал которого через первый фрикцион 2 соединен с компрессором 3, вал которого через второй фрикцион 4 соединен с коленчатым валом 5 пневматического двигателя 6. Выпускной трубопровод 7 двигателя внутреннего сгорания 1 соединен с каталитическим нейтрализатором 8, который выполнен в одном корпусе с тепловым аккумулятором 9. Тепловой аккумулятор 9 соединен через трубопровод 10 с пневматическим двигателем 6, который имеет цилиндр 11 с картером 12, поршень 13 с шатуном 14 и коленчатым валом 5. В нижней части цилиндра 11 пневматического двигателя 6 имеются выпускное 15 и впускное 16 окна. В верхней части цилиндра 11 выполнена нагревательная рубашка 17 и размещен клапан 18 для подачи сжатого воздуха. В трубопроводе 10 установлена распределительная заслонка 19 для регулирования потока горячих газов между цилиндром 11 и нагревательной рубашкой 17.

Компрессор 3 соединен трубопроводом 20 с баллонным 21 и регулировочным краном 22, который управляет подачей воздуха к клапану 18.

Известны двигатели с внешним подводом теплоты для утилизации теплоты отработавших газов ДВС.

Двигатель для утилизации теплоты отработавших газов ДВС с разносенным, регулируемым подводом теплоты (Руднев В.В., Хасанова М.Л. и др. Паровой двигатель для утилизации теплоты отработавших газов ДВС с разносенным, регулируемым подводом теплоты: Патент на полезную модель №33163, выданное 10 октября 2003 г.) содержащий: картер с цилиндром, в которых перемещаются поршень с кривошипно-шатунным механизмом. В нижней части цилиндра имеются выпускное и впускное окна. В верхней части цилиндра выполнена нагревательная рубашка и размещена управляемая форсунка для подачи воды. На входе установлен каталитический нейтрализатор для повышения температуры отработавших газов ДВС и теплообменник для нагрева воды, за которым установлена распределительная заслонка для регулирования потока отработавших газов между цилиндром и нагревательной рубашкой.

Недостатком этого двигателя является относительно низкий ресурс форсунки, обеспечивающей подачу воды в цилиндр, жесткие требования к стабильности высоких температур отработавших газов ДВС, при невыполнении которых не обеспечивается интенсивное парообразование со значительным изменением объема воды, впрыснутой в цилиндр.

Известна также силовая установка (Кукис В.С., Хасанова М.Л., Руднев В.В и др. Комбинированный двигатель: Патент на полезную модель №36862, выданное 01.12.2003 г.), содержащая поршневой двигатель ДВС и компрессор для нагнетания воздуха в цилиндры поршневого ДВС, который приводится в действие гидромотором, работающим за счет энергии жидкости поступающей из циркуляционного насоса, приводимого в действие за счет теплоты отработавших газов поршневого ДВС.

Недостатком этого комбинированного двигателя является сравнительно низкий КПД по причине гидравлических потерь в гидроприводе.

Данная конструкция двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является повышение эффективности комбинированной силовой установки.

Решение поставленной задачи достигается тем, что силовая установка содержит компрессор, вал которого через первый фрикцион соединен с валом двигателя внутреннего сгорания, и через второй фрикцион соединен с валом пневматического двигателя с внешним подводом теплоты с которого и снимается мощность силовой установки. Компрессор нагнетает сжатый воздух в баллон, из которого в зависимости от потребности через кран управления сжатый воздух подается в цилиндр пневматического двигателя, где, соединяясь с горячими газами, совершает работу. Для дожигания топлива и аккумуляирования теплоты отработавших газов между выпускным трубопроводом ДВС и впускным трубопроводом пневматического двигателя с внешним подводом теплоты установлен каталитический нейтрализатор с аккумулятором теплоты.

Предлагаемая комбинированная силовая установка с разделенными потоками газов работает в трех режимах:

Первый режим – экономичный, нагрузка до 30%:

Двигатель внутреннего сгорания 1 непрерывно работает на установившемся экономичном режиме, передавая мощность через включенный первый фрикцион 2 компрессору 3, который нагнетает воздух в баллон 21, где происходит его накопление. Второй фрикцион 4 отключен.

Отработавшие газы двигателя внутреннего сгорания 1 поступают в каталитический нейтрализатор 8, при прохождении через который их температура повышается, затем они поступают в тепловой аккумулятор 9, где при высокой температуре отработавших газов часть теплоты отдается

рабочему телу теплового аккумулятора 9, а при низкой температуре от рабочего тела отдает теплоту газам.

После теплового аккумулятора 9 горячие газы в зависимости от режима работы пневматического двигателя 6 посредством распределительной заслонки 19 распределяются между нагревательной рубашкой 17 и впускным окном 15.

В момент, когда поршень 13 находится в нижней мертвой точке, верхние впускное 15 и выпускное 16 окна открыты. Рабочее тело, имеющее в конце расширения давление большее, чем атмосферное, за счет разницы давлений выходит через выпускное окно 16 в атмосферу, а через впускное окно 15 в цилиндр поступают от распределительной заслонки 19 горячие газы из теплового аккумулятора 9. Их давление больше атмосферного и давления в цилиндре 11, поэтому осуществляется "продувка" внутрицилиндрового пространства, очистка его от отработавшего рабочего тела и заполнение освободившегося объема. Поршень 13 начинает перемещаться от нижней мертвой точки к верхней, сначала выпускное 16, а затем впускное 15 окна закрываются, после чего начинается сжатие находящихся над поршнем 13 горячих газов. В конце процесса сжатия в горячие газы через клапан 18 производится впуск сжатого воздуха, перемешивание которого с горячими газами приводит к последующему интенсивному расширению, и преобразованию возвратно поступательного движения поршня 13 во вращательное движение коленчатого вала 5. Управление подачей сжатого воздуха на клапан 18 производится краном управления 22.

Второй режим – максимальной мощности:

Двигатель внутреннего сгорания 1 вырабатывает максимальную мощность, момент передается через первый фрикцион 2 компрессору 3 и через второй фрикцион 4 пневматическому двигателю 6 который вырабатывает максимальную мощность и от него на нагрузку.

При снижении оборотов коленчатого вала пневматического двигателя распределительная заслонка 19, направляет большую часть газов в нагревательную рубашку 17. За счет тепловой энергии происходит дополнительный подогрев стенок внутрицилиндрового пространства пневматического двигателя и, следовательно, повышение мощности, вырабатываемой этим двигателем.

Третий режим – рекуперации:

Двигатель внутреннего сгорания 1 не работает, первый фрикцион 2 отключен. Крутящий момент передается от нагрузки пневматическому двигателю 6 который через второй фрикцион соединен 4 с компрессором 3. Компрессор 3 нагнетает воздух пополняя баллон 21.

По сравнению с прототипом предлагаемая комбинированная силовая установка с разделенными потоками газов имеет значительно больший КПД, так как возможна рекуперация энергии и повышение мощности пневматического двигателя за счет дополнительного подогрева впускаемого сжатого воздуха и стенок цилиндра горячими газами.

Предложен двигатель с внешним подводом теплоты (рис. 1.22), содержащий поршневой двигатель с кривошипно-шатунным механизмом, со впрыском в цилиндр подогретой в змеевике воды в конце такта сжатия и устройством подогрева воздуха, отличающийся тем, что он снабжен котлом, в котором размещен змеевик для подогрева воды и камера подогрева воздуха, проходящего через продувочные окна в цилиндре, нагнетаемого в котел при помощи кривошипно-шатунного механизма, при этом поршневой двигатель выполнен двухтактного цикла.

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано для получения эффективной мощности.

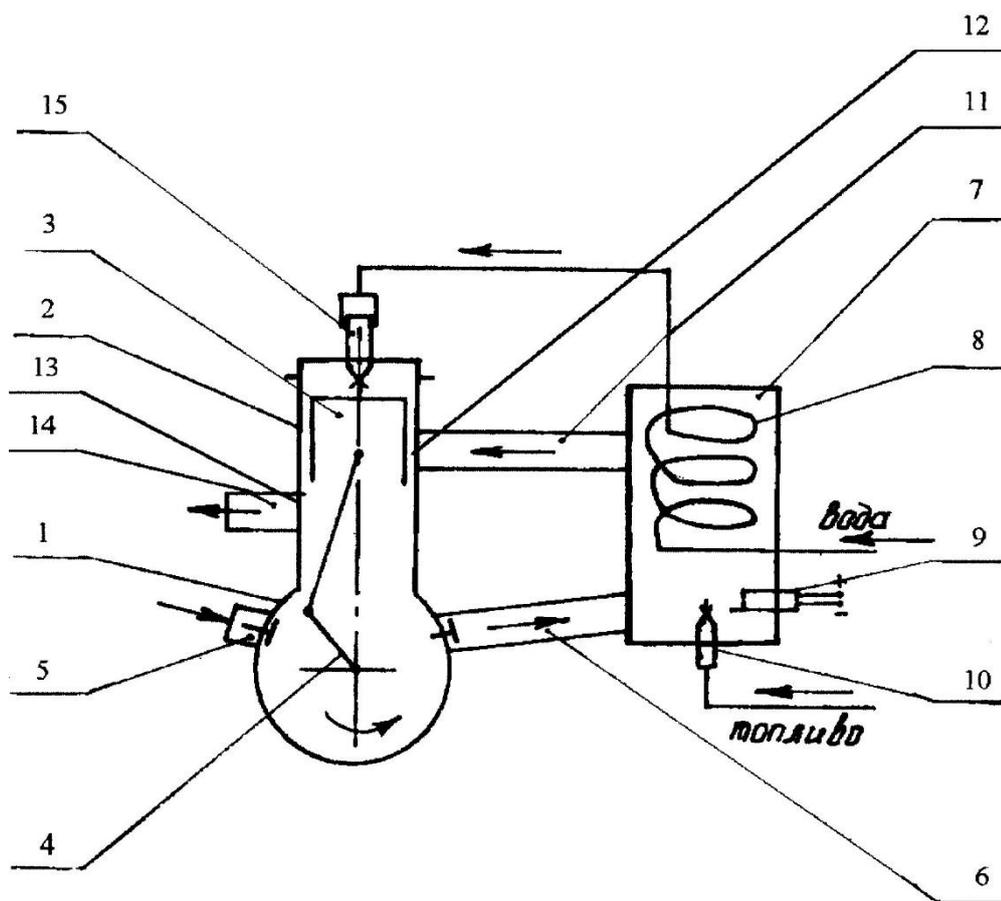


Рис. 1.22. Двигатель с внешним подводом теплоты (патент на полезную модель RU 15914 U1)

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано для получения эффективной мощности.

Двигатель с внешним подводом теплоты имеет поршневой двигатель, включающий блок 1 с цилиндром 2, в которых перемещаются поршень 3 с кривошипно-шатунным механизмом 4. С одной стороны блока 1 имеется впускной патрубок 5 с впускным клапаном, с другой патрубок 6 с нагнетательным клапаном для подачи сжатого воздуха в котел 7. В котле 7 размещены: змеевик 8 для нагрева воды, искровая свеча 9 и форсунка 10 подачи топлива в котел 7. Подогретый воздух нагнетается в цилиндр 2 через впускной коллектор 11 и продувочное окно 12. Отработавшие газы выходят через продувочное окно 13 и выпускной коллектор 14. Сверху над цилиндром 2 закреплена электромагнитная форсунка впрыска воды 15.

Известны двигатели с внешним подводом теплоты.

Двигатель с внешним сгоранием (патент США F 01 k 21/04 № 3728858) использует энергию пара, инжектируемого в конце хода сжатия в силовой цилиндр из парового котла, работает по двухтактному циклу. Продукты сгорания из топки, размещенной в паровом котле, впрыскиваются в силовой цилиндр двигателя после хода расширения. Эти продукты сгорания затем сжимаются поршнем, и их тепло используется для подогрева питательной воды, циркулирующей в рубашке силового цилиндра.

Недостатком этого двигателя является то, что в паровом котле давление пара должно быть значительно больше чем давление в цилиндре в конце хода сжатия, за короткий промежуток времени большое количество пара в цилиндр попасть не успевает, следовательно, эффективный КПД этого двигателя будет низким.

Двигатель С. Стинга (США 1992 г. / Техника молодежи. 1994. - № 5. С. 31.), включает: четырехтактный поршневой двигатель с кривошипношатунным механизмом и клапанным газораспределительным механизмом; подачу воздуха, подогретого за счет сгорания во впускном коллекторе дополнительно впрыскиваемого топлива; впрыск в цилиндр через форсунку в концевой части сжатия воды, нагретой при прохождении через змеевик, расположенный во впускном коллекторе; газовую турбину, совмещенную с коленчатым валом поршневого двигателя, получающую привод за счет энергии газов. Заходящих из поршневого двигателя; конденсатор, предназначенный для охлаждения и конденсации водяных паров из газов, вышедших из турбины, а также предварительного подогрева воды, впрыскиваемой в цилиндр поршневого двигателя. Двигатель сочетает свойства двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и двигателя с внешним подводом теплоты (ДВПТ). Поступающая в цилиндр вместе с подогретым воздухом вода превращается в пар и совершает рабочий ход.

Недостатком этой конструкции является то, что рабочий процесс протекает только один раз за два оборота коленчатого вала и поступающий в цилиндр воздух не имеет предварительного избыточного давления.

Данная конструкции двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является повышение эффективности работы двигателя с внешним подводом теплоты.

Поставленная задача достигается тем, что в двигателе с внешним подводом теплоты, содержащим поршневой двигатель с кривошипно-шатунным механизмом и впрыском подогретой в змеевике воды в цилиндр в конце такта сжатия, а также устройство подогрева воздуха, дополнительно имеется котел, в котором размещен змеевик для подогрева воды и камера подогрева воздуха, проходящего через продувочные окна в цилиндре, нагнетаемого в котел при помощи кривошипно-шатунного механизма, при этом поршневой двигатель выполнен двухтактного цикла.

Двигатель работает следующим образом.

Воздух, поступающий в блок двигателя 1 через впускной патрубок 5, нагнетается при помощи кривошипно-шатунного механизма 4 в патрубок 6 с нагнетательным клапаном для подачи сжатого воздуха в котел 7. Проходя через котел 7, воздух подогревается за счет сгорания топлива, впрыскиваемого через форсунку 10. Температура и давление воздуха повышаются и при открытии продувочного окна 12 во впускном коллекторе 11, подогретый воздух заполняет цилиндр 2. Воспламенение топлива в котле 7 производится при помощи искровой свечи 9. При движении поршня 3 вверх, поступивший в цилиндр 2 воздух сжимается, и его температура значительно возрастает. В момент подхода поршня 3 к верхней мертвой точке в цилиндр 2 через форсунку 15 впрыскивается вода, предварительно подогретая при прохождении через змеевик 8, расположенный в котле 7. Впрыснутая в цилиндр 2 вода превращается в пар за счет высокой температуры сжатого воздуха и совершает рабочий ход. Отработавшие газы

выбрасываются в атмосферу через продувочное окно 13 и выпускной коллектор 14.

По сравнению с прототипом предлагаемый двигатель с внешним подводом теплоты (ДВПТ) имеет следующие преимущества: позволяет повысить эффективный коэффициент полезного действия (КПД) за счет применения в поршневом двигателе двухтактного цикла и предварительного сжатия подаваемого в цилиндр воздуха.

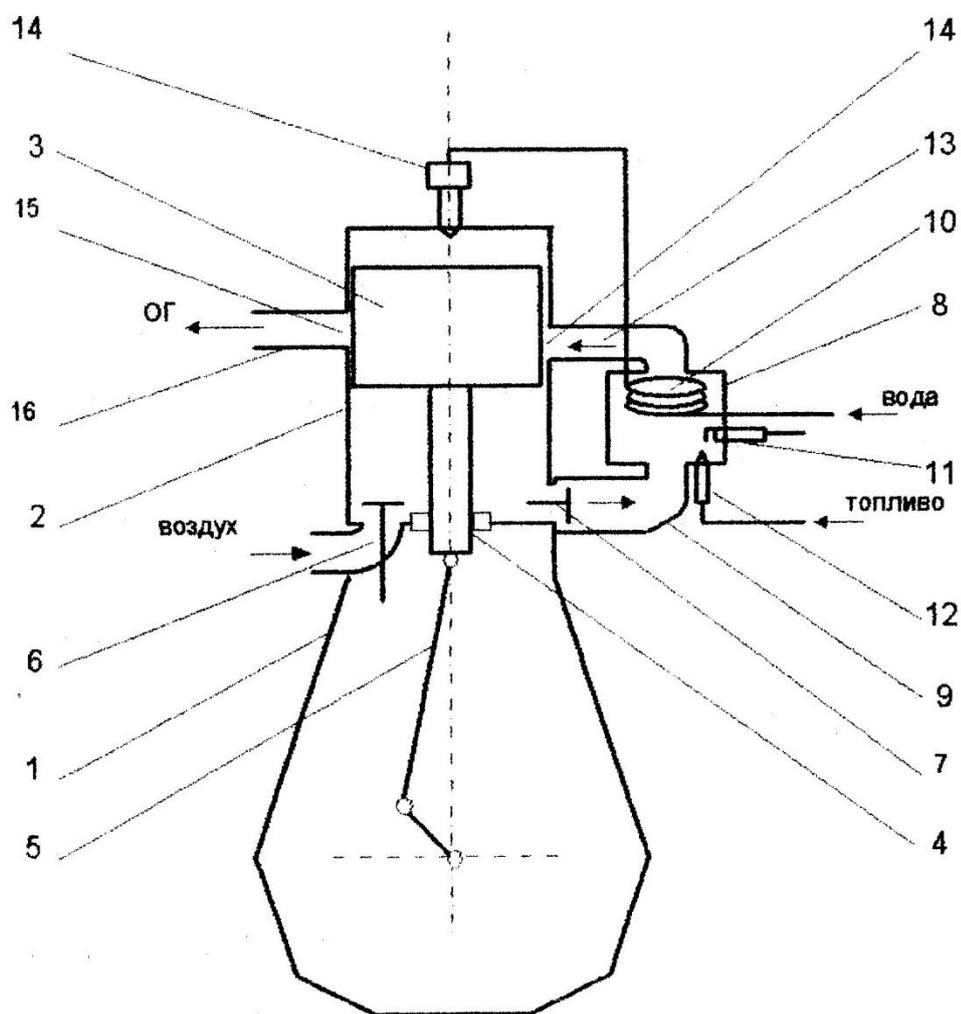


Рис. 1.23. Двигатель с внешним подводом теплоты (патент на полезную модель RU 45464 U1)

Разработан двигатель с внешним подводом теплотым (рис. 1.23), содержащий поршневой двигатель с кривошипно-шатунным механизмом, с впрыском в цилиндр подогретой в теплообменнике воды в начале такта

расширения и устройством подогрева воздуха, отличающийся тем, что он снабжен крейцкопфным кривошипно-шатунным механизмом, приводящим в движение поршень со штоком, который образует подпоршневое пространство с изменяемым объемом для нагнетания воздуха под высоким давлением в котел для нагрева воздуха.

Предложение относится к машиностроению, а именно к двигателестроению и может быть использовано в качестве силовой установки для получения эффективной мощности.

Двигатель с внешним подводом теплоты имеет поршневой двигатель, включающий картер 1 с цилиндром 2, в которых установлен поршень 3 со штоком 4 и крейцкопфным кривошипно-шатунным механизмом 5. В подпоршневом пространстве цилиндра 2 имеется впускной клапан 6 для впуска воздуха в цилиндр 2 и выпускной клапан 7 для подачи сжатого воздуха в котел 8 через впускной патрубок 9. В котле 8 размещены: змеевик 10 для нагрева воды, искровая свеча 11 и форсунка 12 для подачи топлива. Горячий воздух нагнетается в надпоршневое пространство цилиндра 2 через впускной коллектор 13 и продувочное окно 14. Отработавшие газы выходят через продувочное окно 15 и выпускной коллектор 16. Для впрыскивания воды в надпоршневое пространство в верхней части цилиндра 2 закреплена электромагнитная форсунка 14.

Двигатель с внешним сгоранием (патент США F 01 k 21/04 №3728858) использует энергию пара, инжектируемого в конце хода сжатия в силовой цилиндр из парового котла, работает по двухтактному циклу. Продукты сгорания из топки, размещенной в паровом котле, впрыскиваются в силовой цилиндр двигателя после хода расширения. Эти продукты сгорания затем сжимаются поршнем, и их тепло используется для подогрева питательной воды, циркулирующей в рубашке силового цилиндра.

Недостатком этого двигателя является то, что в паровом котле давление пара должно быть значительно больше, чем давление в цилиндре в конце хода сжатия, за короткий промежуток времени большое количество

пара в цилиндр попасть не успевает, следовательно, эффективный КПД этого двигателя будет низким.

Известен утилизационный двигатель с внешним подводом теплоты (Богданов А.И., Кукис В.С., Руднев В.В. и др. Утилизационный двигатель с внешним подводом теплоты: Свидетельство на полезную модель №15914, выданное 20 ноября 2000 г.), имеющий поршневой двигатель, включающий блок с цилиндром, в которых перемещаются поршень с кривошипно-шатунным механизмом. С одной стороны блока имеется впускной патрубок с впускным клапаном, с другой патрубок с нагнетательным клапаном для подачи сжатого воздуха в котел. В котле размещены: змеевик для нагрева воды, искровая свеча и форсунка подачи топлива в котел. Подогретый воздух нагнетается в цилиндр через впускной коллектор и продувочное окно. Отработавшие газы выходят через продувочное окно и выпускной коллектор. Сверху над цилиндром закреплена электромагнитная форсунка впрыска воды.

Недостатком этого двигателя является сравнительно низкий КПД, обусловленный низкими насосными свойствами кривошипной камеры.

Данная конструкция двигателя является наиболее близкой к предлагаемой по технической сущности и принята за прототип.

Задачей предложения является повышение эффективности работы двигателя с внешним подводом теплоты.

Поставленная задача достигается тем, что в двигателе с внешним подводом теплоты, содержащем поршневой двигатель с кривошипно-шатунным механизмом, с впрыском в конце такта сжатия в цилиндр подогретой в змеевике воды и котлом подогрева воздуха, отличающийся тем, что он снабжен крейцкопфным кривошипно-шатунным механизмом, приводящим в движение поршень со штоком, который образует подпоршневое пространство с изменяемым объемом для нагнетания воздуха под высоким давлением в котел для нагрева воздуха.

Предлагаемый двигатель с внешним подводом теплоты работает следующим образом.

При движении поршня 3 вверх создается разрежение в подпоршневом пространстве цилиндра 2 и туда через впускной клапан 6 поступает воздух, при обратном движении поршня 3 воздух нагнетается в котел через клапан 7 и патрубок 9. В котел 8 поступает через форсунку 10 топливо, смешавшись с воздухом, воспламеняется от искровой свечи 11 и сгорает. Горячий воздух, отдав часть теплоты через змеевик 8 воде, попадает в цилиндр 2 через впускной коллектор 13 и продувочное окно 14. В надпоршневом пространстве цилиндра после сжатия горячий воздух смешивается с впрыскиваемой через форсунку 14 водой, образуется перегретый пар с высоким давлением, который давит на поршень 3, совершая рабочий ход. Отработавшие газы выбрасываются в атмосферу через продувочное окно 15 и выпускной коллектор 16.

По сравнению с прототипом предлагаемый двигатель с внешним подводом теплоты имеет следующие преимущества: обеспечивает более высокий эффективный коэффициент полезного действия за счет применения крейцкопфного кривошипно-шатунного механизма и поршня со штоком, что позволяет организовать высокоэффективную подачу воздуха в котел.

## **ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА УСТРОЙСТВ, ПОВЫШАЮЩИХ БЕЗОПАСНОСТЬ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ И УЛУЧШАЮЩИХ УСЛОВИЯ ТРУДА ВОДИТЕЛЕЙ**

### **2.1 Разработка механизма автоматической блокировки простого шестеренчатого дифференциала**

В трансмиссию основной массы колесных машин введены простые шестеренчатые дифференциалы. В настоящее время преимущественное распространение получили конические шестеренчатые дифференциалы как более надежные, простые и компактные. Дифференциалы с цилиндрическими шестернями менее распространены. Но все дифференциалы работают нормально только до тех пор, пока сцепление колес с дорогой превышает силы сопротивления движению. Если же ведущие колеса работают на покрытиях с различным коэффициентом сцепления (или одно из колес ведущего моста вывешено), то наличие дифференциала оказывает отрицательное воздействие на передвижение машины. Машина останавливается или движется медленнее, с пробуксовкой, так как ее тяговые свойства определяются условиями сцепления того колеса, которое контактирует с худшим дорожным покрытием.

Чтобы в этих условиях повысить тяговое усилие колесной машины, нужно заблокировать дифференциал и тем самым ликвидировать или уменьшить разницу в угловых ускорениях полуосей. Чаще всего на скользкий участок попадает одно колесо, а другое находится на участке с более высоким коэффициентом сцепления. Если при таком положении машины заблокировать полуоси (чтобы ведущие колеса работали как соединенные жесткой связью), то тяговое усилие будет увеличено за счет силы сцепления колеса, находящегося в более благоприятных условиях.

Все существующие механизмы блокирования дифференциала можно разделить на две группы, различающиеся способом и эффективностью

блокирования: механизмы с полной блокировкой и механизмы с частичной блокировкой.

Авторами разработан автоматический механизм блокировки простого шестеренчатого дифференциала, работающий на принципе тангенциальных сил инерции. Степень блокировки устройства зависит от качества выполнения деталей механизма и выбранных параметров. Предлагаемый вариант автоматической блокировки можно отнести к механизмам с полной блокировкой.

Разработанный блокирующий механизм автоматически включается и выключается, обладает малым внутренним трением, надежен в работе. Положительной стороной этого механизма является то, что он не ухудшает работу обычного шестеренчатого дифференциала при различных режимах движения колесной машины.

Данный механизм позволяет повысить тягово-сцепные свойства и проходимость колесных машин при движении их по скользким дорогам и деформируемым грунтам.

Механизм блокировки (рис. 2.1) включает в себя: наружную обойму 1, сепаратор 2 с роликами и пружинами, звездочку 3. Наружная обойма цилиндрического типа, приворачивается с помощью болтов к торцу корпуса дифференциала 4. Осевое перемещение сепаратора с роликами ограничено стопорной шайбой, которая устанавливается во внутренний паз наружной обоймы. Шлицы звездочки одеты на шлицы полуоси со скользящей посадкой, что необходимо при монтаже механизма блокировки. Звездочка, наружная обойма изготовлены из стали 45Г2. Детали в процессе изготовления проходят термическую обработку с целью получения твердости, прочности и износостойкости.

Щеки и шпильки сепаратора могут быть изготовлены из СТ 20. Отверстия под шипы роликов выполняются эллипсными во избежание поломки шипов (осей роликов) от перегрузок в процессе блокировки. Смазка трущихся деталей блокирующего механизма осуществляется из картера

заднего моста. Блокирующий механизм устанавливается на полуосях и корпусе дифференциала с правой и левой стороны по ходу движения автомобиля.

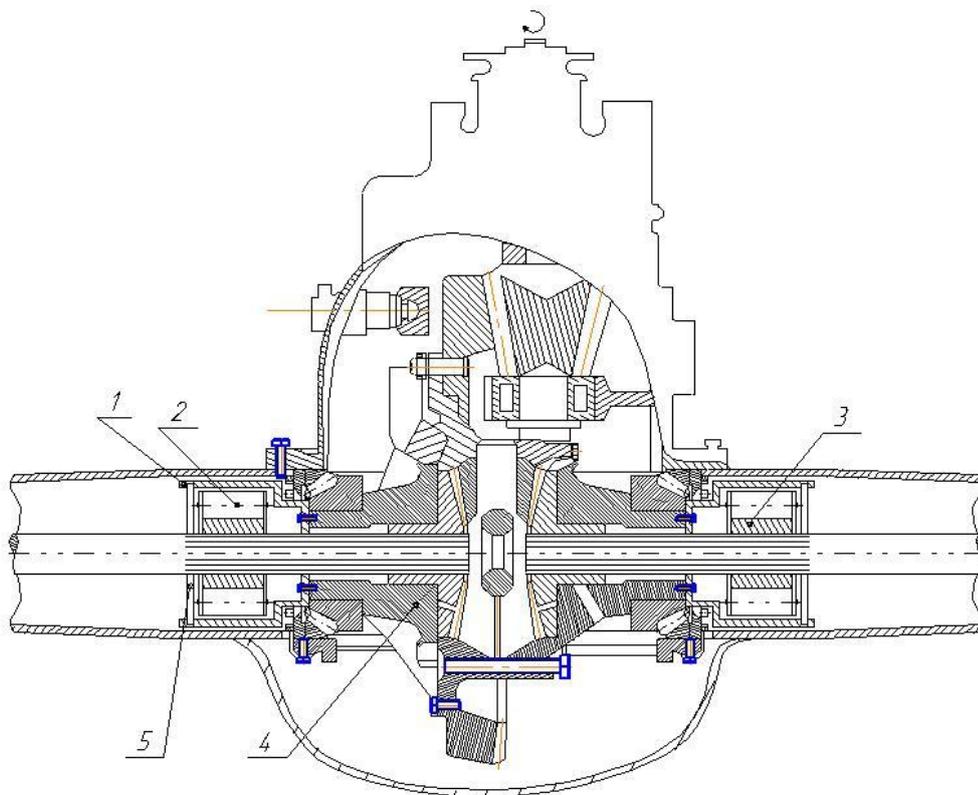


Рис. 2.1. Принципиальная схема автоматического механизма блокировки простого шестеренчатого дифференциала автомобиля ЗИЛ-433100: 1 – наружная обойма; 2 – сепаратор с роликами и пружинами; 3 – звездочка; 4 – корпус дифференциала; 5 – стопорное кольцо

При движении автомобиля прямо, на повороте, при неравных радиусах ведущих колес или неравном давлении в шинах дифференциал работает в обычном режиме, как простой шестеренчатый дифференциал. При этом в блокирующем механизме сепаратор с роликами обкатывается по наружной обойме. За счет пружин ролики последнего находятся в среднем положении по отношению к месту заклинивания.

При попадании одного из ведущих колес на скользкий участок пути оно начинает пробуксовывать. Полуось со звездочкой получает ускорение  $10...25 \text{ 1/c}^2$ . Вследствие инерционно-динамических сил сепаратор с роликами остается на месте, и ролики попадают в положение заклинивания между

гранями звездочки и наружной обоймой. Крутящий момент равномерно распределяется на буксующее и небуксующее колесо. При выходе буксующего колеса из фазы буксования происходит «игра» полуосей. Силы, действующие на ролики при заклинивании, снижаются, под действием пружин сепаратор с роликами возвращается в первоначальное положение, ролики выходят из положения заклинивания и становятся в среднее положение по отношению к месту заклинивания.

Так как принцип действия блокирующего механизма основан на использовании тангенциальных сил инерции, возникающих в нем при угловых ускорениях буксующего колеса, то угловое ускорение ведущего колеса, при котором происходит включение блокирующего механизма, является важнейшим параметром для расчета его чувствительности.

Если чувствительность блокирующего механизма окажется пониженной, то это может привести в ряде случаев к невключению данного механизма при раздельном буксовании ведущих колес, т. е. к неполному использованию преимуществ автоматической блокировки в ряде условий движения автомобиля.

Это говорит о том, что оптимальная чувствительность блокирующего механизма к включению должна быть такой, при которой бы он не включался, если автомобиль движется без пробуксовки, и обеспечивалось бы автоматическое включение блокирующего механизма при раздельном буксовании ведущих колес.

Величину углового ускорения, которое может испытывать небуксующее ведущее колесо при движении автомобиля, можно определить следующим равенством:

$$\varepsilon = \varepsilon_{\varphi} + \varepsilon_{\theta} + \varepsilon_{\Pi} + \varepsilon_{\delta}, \quad (2.1)$$

где  $\varepsilon_{\varphi}$  – угловое ускорение ведущего колеса при разгоне автомобиля на пределе сцепления ведущего колеса с дорогой;  $\varepsilon_{\theta}$  – угловое ускорение ведущего колеса при входе автомобиля в поворот;  $\varepsilon_{\Pi}$  – угловое ускорение

ведущего колеса при наезде на препятствие;  $\varepsilon_\delta$  – угловое ускорение ведущего колеса при буксовании или отрыве от дороги.

Для этого рассмотрим несколько основных фаз движения автомобиля: интенсивный разгон и поворот, переезд ведущих колес через препятствие, буксование одного из ведущих колес.

Если текущее значение скорости вращения ведущих колес во времени обозначить через  $\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{r_k} \cdot \frac{dV}{dt}$  и, подставляя его в равенство

$\gamma \cdot G_a \cdot \varphi = \delta \cdot \frac{G_k}{g} \cdot \frac{dV}{dt}$ , можно определить угловое ускорение ведущих колес

при разгоне автомобиля максимальной интенсивности на пределе сцепления колес с дорогой:

$$\varepsilon_\varphi = \frac{g \cdot \gamma \cdot \varphi}{\delta \cdot r_k}, \quad (2.2)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения,  $m/c^2$ ;  $\gamma$  – коэффициент загрузки ведущих колес весом автомобиля;  $\varphi$  – максимальный коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой;  $\delta$  – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля (для ЗиЛ 433100  $\delta = 1,04 + 0,05 \cdot i^0$ , где  $i^0$  – передаточное число коробки перемены передач);  $r_k$  – радиус деформированного колеса;  $G_a$  – вес автомобиля;  $G_k$  – вес, приходящийся на ведущие колеса;  $\frac{dV}{dt}$  – поступательное ускорение автомобиля.

Максимальное угловое ускорение ведущего колеса при разгоне автомобиля ЗиЛ-433100, подсчитанное по формуле (2.2) составляет  $\varepsilon_\varphi = 4,8$  рад/ $c^2$ .

При движении автомобиля на повороте (рис. 2.2), приращение угловой скорости наружного колеса составит:

$$\Delta\omega = \frac{V \cdot (R + 0,5B)}{R \cdot r_k} - \frac{V}{r_k} = \frac{B \cdot V}{2R \cdot r_k}, \quad (2.3)$$

где  $V$  – скорость центра задней оси автомобиля;  $B$  – средняя ширина колеи

ведущих колес;  $R$  – радиус поворота автомобиля.

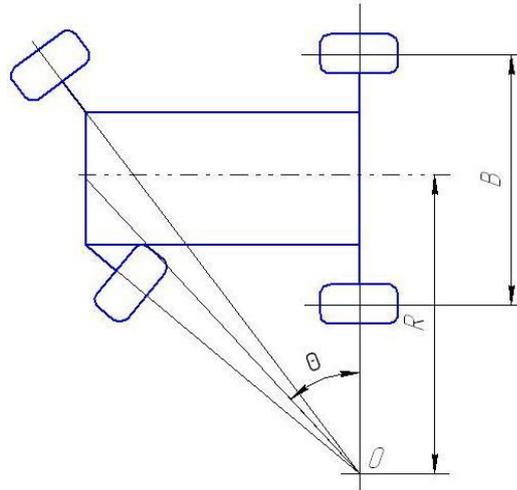


Рис. 2.2. Схема движения автомобиля на повороте

Угловое ускорение ведущего колеса определится из выражения:

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{\Delta\omega}{t} = \frac{B \cdot V}{2R \cdot t \cdot r_k}, \quad (2.4)$$

где  $t$  – время выкручивания рулевого колеса в крайнее положение (5 с).

Максимально возможная скорость автомобиля на повороте из условия бокового опрокидывания последнего составит:

$$V = \sqrt{\frac{g \cdot B \cdot R}{2h_g}}, \quad (2.5)$$

где  $B$  – средняя ширина колеи ведущих и направляющих колес;  $h_g$  – высота центра тяжести автомобиля.

Положительное угловое ускорение при входе автомобиля в поворот получает наружное ведущее колесо.

Произведя соответствующую подстановку, получим окончательную формулу для определения максимального углового ускорения наружного ведущего колеса автомобиля:

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{B}{2R \cdot t \cdot r_k} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot B \cdot R}{2h_g}}. \quad (2.6)$$

В данном случае дифференциал, как механизм с двумя степенями

свободы, получает управление, как от двигателя, так и от дороги через ведущие колеса и полуоси.

Независимо от того ускоренно или замедленно движется автомобиль при раздельном буксовании ведущих колес, буксующее колесо в этих случаях получает дополнительное положительное приращение углового ускорения.

При буксовании максимальная величина углового ускорения, как и при отрыве ведущего колеса от дороги, ограниченная подведенным крутящим моментом двигателя, находится по формуле:

$$\varepsilon_{\delta} = \frac{M \cdot i_T \cdot \eta_T \cdot (1 - \xi)}{J_{пр}} - \frac{0,5 \cdot G_K \cdot r_K \cdot \varphi_{min}}{J_{пр}}, \quad (2.7)$$

где  $J_{пр}$  – приведенный к ведущему колесу суммарный момент инерции вращающихся частей двигателя, трансмиссии и ведущего колеса  $J_{пр} = (J_D + \lambda) \cdot \eta_T \cdot i_T + J_K$ ;  $J_D$  – момент инерции двигателя;  $i_T$  – общее передаточное число трансмиссии от двигателя до раздельного раскручивающегося колеса;  $M$  – крутящий момент двигателя;  $\lambda$  – коэффициент неустановившегося режима работы двигателя;  $\varphi_{min}$  – коэффициент сцепления буксующего колеса;  $J_K$  – момент инерции ведущего колеса;  $\xi$  – коэффициент внутреннего трения в дифференциале.

Значения угловых ускорений для ведущего колеса автомобиля ЗИЛ-433100 при отрыве от дороги и при буксовании на льду на первых пяти передачах приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Значения угловых ускорений ведущего колеса  $\varepsilon$  автомобиля ЗИЛ-433100 при его отрыве от дороги и при буксовании на льду

$\varepsilon, \text{ рад/с}^2$	С грузом					Без груза				
	передачи									
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
отрыв от дороги	148	93	64,5	41,6	34,6	148	93	64,5	41,6	34,6

буксование на льду	115,5	53,4	35,2	-	-	130,3	80,5	44,5	33,9	28,6
--------------------	-------	------	------	---	---	-------	------	------	------	------

Предельные значения коэффициента сцепления буксующего колеса с дорогой, при которых обеспечивается включение блокирующего механизма на различных передачах, могут быть определены из формулы:

$$\varphi_{\text{пред}} = \frac{(\varepsilon_{\delta} - \varepsilon_p) J_{\text{ПР}}}{0,5 \cdot G_K \cdot r_K}, \quad (2.8)$$

где  $\varepsilon_p \geq \varepsilon_{\varphi} + \varepsilon_{\theta}$  – расчетное значение углового ускорения буксующего колеса, при котором происходит включение блокирующего механизма.

Значения  $\varphi_{\text{пред}}$  при номинальном крутящем моменте двигателя при  $\varepsilon_p = 10$  на первых четырех передачах для автомобиля ЗИЛ 433100 представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Предельные значения коэффициента сцепления буксующего колеса с дорогой при  $\varepsilon_p = 10$  для автомобиля ЗИЛ 433100

№ передач	Автомобиль с грузом				Автомобиль без груза			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
$\varphi_{\text{пред}}$	0,4	0,2	0,1	0,06	1,0	0,5	0,25	0,15

Вышеизложенное позволяет сделать заключение, что самоблокирующийся шестеренчатый дифференциал с блокировкой по ограничению отдельного углового ускорения буксующего колеса хорошо соответствует условиям эксплуатации автомобиля, как по обеспечению свободы отдельного перемещения ведущих колес, так и по обеспечению реализации максимального тягового усилия по сцеплению ведущих колес с дорогой.

На чувствительность блокирующего механизма к заклиниванию также влияет жесткость пружин, связывающих между собой звездочку и сепаратор с роликами механизма свободного хода.

Из схемы сил, действующих на механизм блокировки (рис. 2.3), находим, что:

$$M_p = M_j + M_F, \quad (2.9)$$

где  $M_p$  – момент сил, воспринимаемый пружинами сепаратора;  $M_j$  – момент тангенциальных сил инерции сепаратора и роликов;  $M_F$  – момент сил трения роликов по наружной обойме.

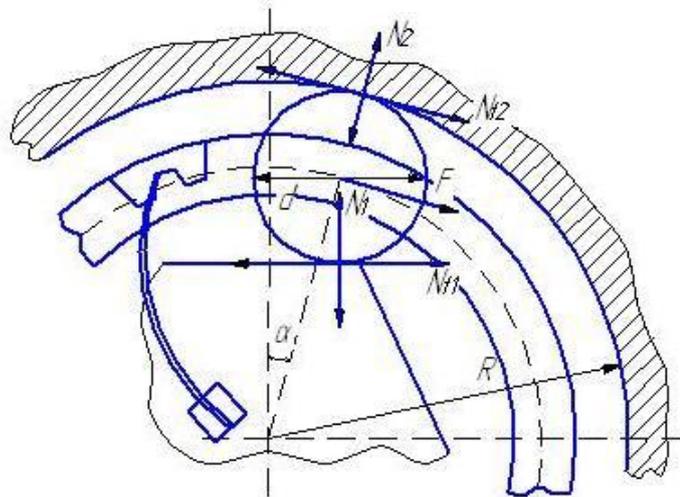


Рис. 2.3. Схема сил, действующих в механизме блокировки

Момент тангенциальных сил инерции сепаратора и роликов может быть определен равенством:

$$M_j = I \frac{d\omega}{dt}, \quad (2.10)$$

где  $I$  – суммарный момент инерции сепаратора и роликов;  $\frac{d\omega}{dt}$  – угловое ускорение ведущего колеса, допускаемое блокирующим механизмом без заклинивания.

С некоторыми допущениями в расчете можно принять, что:

$$\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon_\varphi + \varepsilon_\theta, \quad (2.11)$$

где  $\varepsilon_\varphi$  – угловое ускорение ведущего колеса на пределе сцепления с дорогой;  $\varepsilon_\theta$  – максимальное угловое ускорение ведущего колеса при повороте автомобиля.

Действующий момент от сил трения роликов по наружной обойме можно определить из выражения:

$$M_F = \left[ G_1 \cdot \left( \frac{d_{ш}}{d_p} \cdot f + k \right) + G_2 \cdot k \right] \cdot R, \quad (2.12)$$

где  $G_1$  – вес сепаратора и половины числа роликов;  $G_2$  – вес половины числа роликов;  $f$  – коэффициент трения скольжения шипа ролика;  $k$  – коэффициент трения качения роликов;  $d_{ш}$  – диаметр шипа ролика;  $d_p$  – диаметр ролика ( $d_p = 2r$ ).

Общую величину усилия пружин сепаратора при крайнем его положении можно найти из следующего соотношения:

$$P = \frac{M_j + M_F}{R - r}. \quad (2.13)$$

Авторами предлагается использовать пружины из стального тросика, по причине их более высокой надежности по сравнению с пластинчатыми пружинами.

Вследствие отсутствия в технической литературе описания, теории и расчета предлагаемого механизма блокировки и пружин из тросика, концы которого заделаны в корпус сепаратора и звездочки, можно величину усилия пружин рассчитать по аналогии с расчетом пластинчатых пружин. Параметры таких пружин могут быть определены из формулы:

$$P = \frac{3 \cdot E \cdot I_{п} \cdot f_{п}}{l_{п}}, \quad (2.14)$$

где  $E$  – модуль упругости материала пружины;  $f_{п}$  – стрела прогиба конца пружины при крайнем положении сепаратора;  $l_{п}$  – длина пружины;  $I_{п}$  – момент инерции сечения пружины.

Для прямоугольного сечения:

$$I_{п} = \frac{b \cdot t^3}{12}, \quad (2.15)$$

где  $b$  – ширина сечения пружины;  $t$  – толщина сечения пружины.

Предложенные пружины из стальных тросиков способствуют при той же длине пружин увеличению их долговечности. В связи с отсутствием в существующих руководствах методов расчета таких пружин, нужную их

жесткость можно обеспечить экспериментальным подбором соответствующего тросика и длины его рабочих участков между звездочкой и сепаратором.

Эффективность работы предложенного устройства также зависит от прочности и жесткости блокирующего механизма.

Для механизмов свободного хода с внутренней звездочкой и плоскими рабочими поверхностями звездочки наибольшие контактные напряжения возникают в месте контакта роликов со звездочкой. При заданных размерах механизма и известных нагрузках максимальное контактное напряжение сжатия на площадках контакта ролика и обойм определится из формулы:

$$\sigma_c = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{N \cdot E}{l \cdot \rho}}, \quad (2.16)$$

где  $N$  – нормальное давление;  $E$  – модуль упругости материалов поверхностных слоев контактирующих элементов;  $l$  – длина ролика;  $\rho$  – приведенный радиус кривизны рабочих поверхностей.

В период заклиненного состояния механизма на поверхностях соприкосновения роликов и обойм, кроме нормальных сил, действуют силы трения, которые изменяют напряженное состояние в зоне контакта и увеличивают максимальное контактное напряжение, которое может быть определено по формуле:

$$\tau_{\max} = 0,142 \cdot \sqrt{\frac{N \cdot E}{l \cdot \rho}} \text{ или } \tau_{\max} = 0,34 \cdot [\sigma_c], \quad (2.17)$$

где

$$N = \frac{M_k}{R \cdot z \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2}}. \quad (2.18)$$

Или с учетом того, что для малых углов  $\operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2} \approx \frac{\alpha_0}{2}$ ,

$$N = \frac{2 \cdot M_k}{R \cdot z \cdot \alpha_0}, \quad (2.19)$$

где  $M_k$  – максимальный крутящий момент, передаваемый механизмом;  $z$  – число роликов;  $\alpha_0$  – угол заклинивания роликов;  $R$  – радиус наружной

обоймы.

Произведя математические преобразования, можно привести формулы (3.16) и (3.17) к более удобному для использования виду:

$$\sigma_c = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{M \cdot E}{R \cdot l \cdot r \cdot z \cdot \alpha_0}}; \tau_{\max} = 0,142 \cdot \sqrt{\frac{M \cdot E}{R \cdot l \cdot r \cdot z \cdot \alpha_0}}, \quad (2.20)$$

где  $r$  – радиус ролика.

Для механизмов со звездочкой, грани которой плоские,  $\rho = r$ .

При необходимости увеличения передаваемого механизмом крутящего момента на 50...80 % и более при тех же габаритах механизма в качестве контактных поверхностей звездочки могут быть использованы вставки из твердого сплава Т15К6.

Угол заклинивания с изменением нагрузки также изменяется. Для механизмов с плоской рабочей поверхностью звездочки значение его может быть определено следующим образом:

$$\alpha = \arccos \frac{b + r - U_2}{R - r + U_1}, \quad (2.21)$$

где  $b$  – расстояние от оси механизма до грани звездочки;  $U_1$  – стрела деформации наружной обоймы при передаче механизмом максимального крутящего момента;  $U_2$  – стрела деформации в контакте звездочки с роликом.

Из этого выражения следует, что с увеличением нагрузки угол заклинивания увеличивается, последнее обстоятельство может привести к проскальзыванию. Поэтому механизмы недостаточно жесткой конструкции должны быть рассчитаны на жесткость по углу заклинивания при максимальной нагрузке. Этот угол не должен превышать  $9^\circ$ .

Величины  $U_1$  и  $U_2$  определяются на основании формул для сближения цилиндрических тел и формулы для определения деформации кольца, нагруженного радиальными нагрузками, при условии, что материал обойм и роликов одинаковый:

$$U_1 = A \cdot q \cdot \ln \frac{B_1}{q} - Dq + \frac{qR}{EI} + \frac{qR^3}{2EI} \left\{ \frac{1}{\sin^2\left(\frac{180^\circ}{z}\right)} \left[ \frac{\pi}{2z} + \frac{1}{4} \sin\left(\frac{360^\circ}{z}\right) \right] - \frac{z}{\pi} \right\}; \quad (2.22)$$

$$U_2 = A \cdot q \cdot \ln \frac{B_2}{q} - D \cdot q, \quad (2.23)$$

где  $I$  – момент инерции сечения наружной обоймы.

$$A = \frac{2(1-\mu^2)}{\pi E}; \quad B_1 = \frac{2\pi E(R-r)}{1-\mu^2}; \quad B_2 = \frac{2\pi E(\rho_k+r)}{1-\mu^2}; \quad D = \frac{2(1-\mu-2\mu^2)}{\pi E};$$

$$q = \frac{N}{E} = \frac{M}{zRl \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}},$$

где  $\rho_k$  – радиус кривизны направляющей кривой в месте контакта;  $\mu$  – коэффициент Пуассона.

В случае, когда наружная обойма запрессована в весьма жесткую деталь, общей деформацией обоймы можно пренебречь, тогда:

$$U_1 = A \cdot q \cdot \ln \frac{B_1}{q} - D \cdot q. \quad (2.24)$$

Разработанный механизм автоматической блокировки дифференциала не ухудшает работу обычного шестеренчатого дифференциала при различных режимах движения колесной машины. Он позволяет повысить тягово-сцепные свойства и уменьшить буксование машин при движении их по скользким дорогам и деформируемым грунтам и, тем самым, улучшить условия труда водителей и снизить вероятность возникновения аварийных ситуаций.

При движении по дорогам с твердым покрытием процесс буксования, как правило, наблюдается в холодный период, когда велика вероятность наличия скользких дорог. В этом случае буксование может привести к заносу машины и возникновению дорожно-транспортного происшествия (ДТП). Торможение машины в таких условиях также затруднено из-за низкого

сцепления шин с поверхностью качения, а относительно резкое торможение делает автомобиль неуправляемым. Увеличение тормозного пути и неуправляемость колесной машины также являются причиной ДТП.

Для определения соответствия применяемых конструкций дифференциалов условиям эксплуатации и дальнейшего совершенствования их конструкции необходимо знание коэффициентов совместного и раздельного буксования последних на протяжении относительно больших промежутков времени, например в течение рабочей смены. Существующей стандартной аппаратуры недостаточно для определения этих параметров в эксплуатационных условиях, а осциллографирование раздельных перемещений ведущих колес является чрезмерно трудоемким.

Поэтому при осуществлении исследований нами был использован специально разработанный прибор (рис. 2.4). Основу его конструкции составляет планетарный механизм с двумя степенями свободы – дифференциал в миниатюре 1, в котором направление вращения одной полуосевой шестерни изменено на обратное. Это позволяет при равной скорости вращения полуосевых шестерен 3 прибора, соответствующей прямолинейному движению автомобиля по ровной дороге, остановить ось сателлитов 2 и центральный вал 4. Пропорциональность угла поворота центрального вала раздельному перемещению колес оси достигается вращением одной полуосевой шестерни прибора через гибкий вал 5 от одного из ведущих колес через шестерню 6, а другой – через две шестерни (7 и 8).

При всех раздельных перемещениях колес оси центральный вал прибора вращается. Частота вращения пропорциональна раздельным перемещениям колес и фиксируется двумя счетчиками оборотов 9, 14 (рис. 2.5). Электрическая схема прибора состоит из четырех независимых функциональных блоков бесконтактных конечных выключателей (БВК)  $Q_1...Q_4$ . Принцип работы БВК основан на электромагнитной индукции. В открытом состоянии на выходе БВК находится нулевой потенциал. Как

только металлическая пластина входит на рабочую часть конечного выключателя в катушке индуктивности возникает Э.Д.С. и ток возрастает, что приводит к открытию транзисторного ключа и появлению на выходе положительного потенциала.

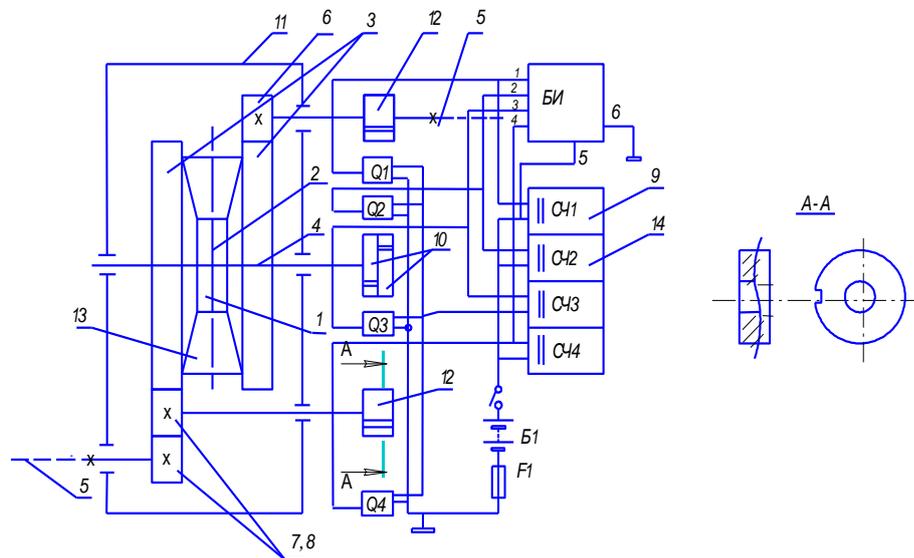


Рис. 2.4. Принципиальная схема прибора для определения буксования: 1 – планетарный механизм; 2 – ось сателлитов; 3 – полуосевые шестерни; 4 – центральный вал; 5 – гибкие валы привода прибора; 6, 7, 8 – дополнительные шестерни; 9, 14 – электроимпульсные счетчики; 10 – механизмы свободного хода; 11 – корпус; 12 – прерыватели электрического тока; 13 – сателлиты

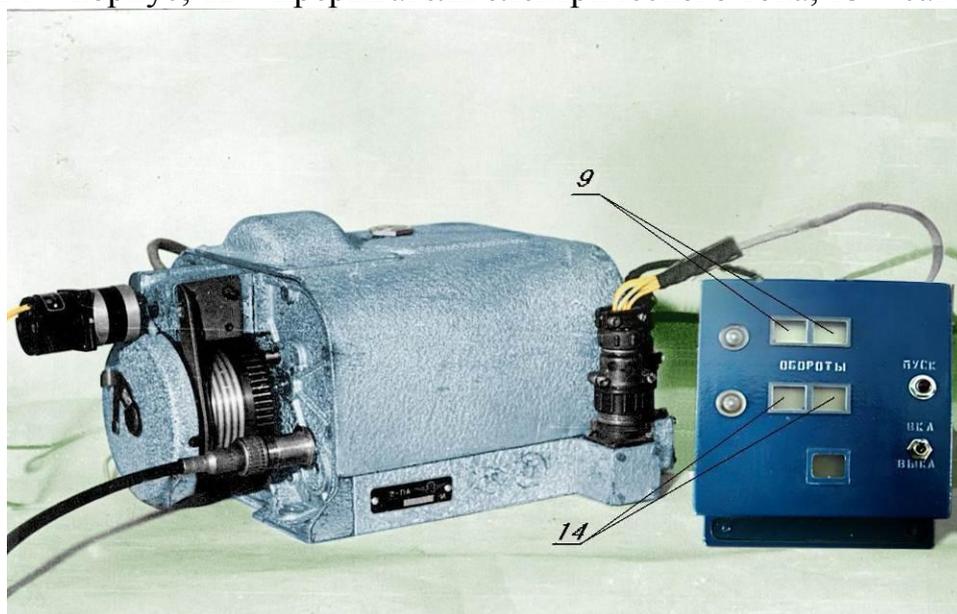


Рис. 2.5. Общий вид прибора для определения буксования с электронными счетчиками

При включении выключателя напряжения В1, питание подается на БВК (24В) Q<sub>1</sub>, Q<sub>2</sub>, Q<sub>3</sub>, Q<sub>4</sub>. В исходном состоянии, когда зазор между пластинкой и датчиком минимальный, на выходе присутствует положительный потенциал, что показывает светодиод на блоке индикации БИ. При вращении и совпадении проточки на валу происходит увеличение зазора между датчиком и пластиной, что приводит к изменению потенциала на БВК на нулевой и вызывает переключение электросчетчика, о чем свидетельствуют показания светодиода на блоке индикации.

Один счетчик суммирует число оборотов вала в одну сторону вращения, другой – в другую. Для этой цели привод счетчиков от вала прибора осуществляется через индивидуальные противоположно направленные механизмы свободного хода 10. К заднему концу центрального вала крепится двухзаходный червяк 15 (рис. 2.6) который находится в постоянном зацеплении с червячной шестерней привода механизма свободного хода 16.

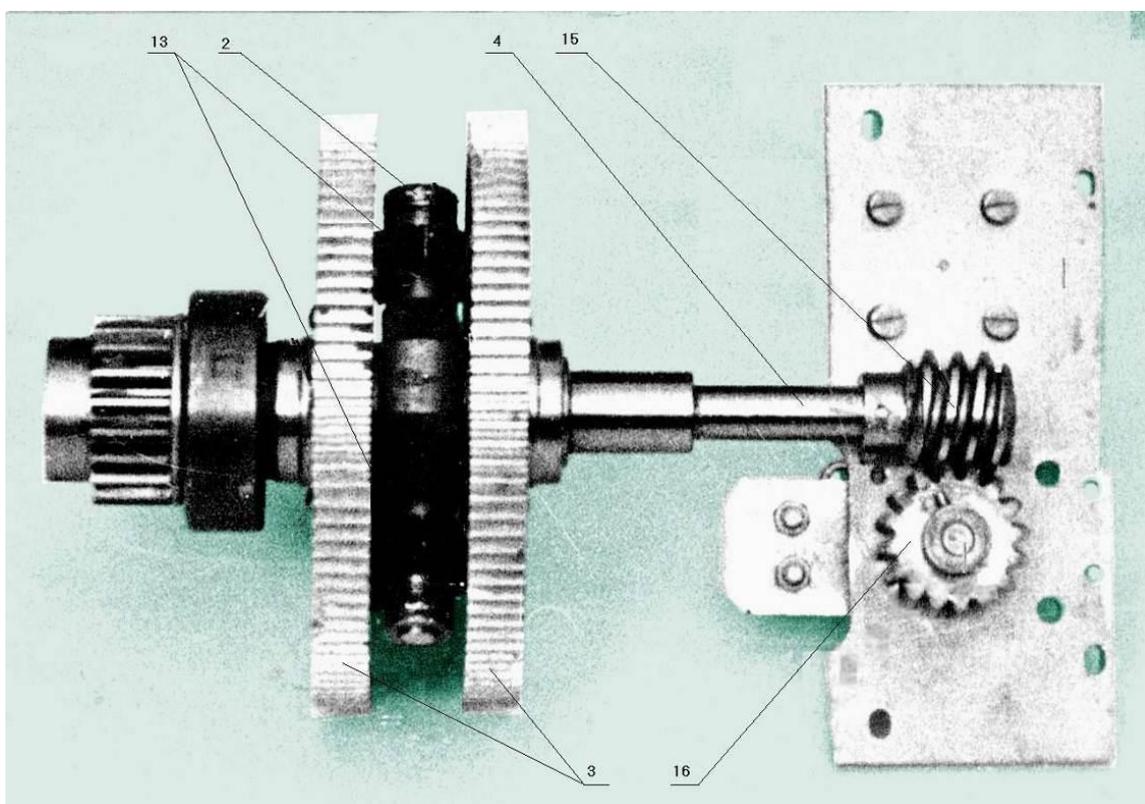


Рис. 2.6. Планетарный механизм прибора для определения буксования

Центральный вал прибора вращается в двух шариковых подшипниках, расположенных в корпусе 11 и боковой крышке 17 (рис. 2.7). Обороты центрального вала прибора, связанного с колесами автомобиля определенным передаточным отношением, всегда пропорциональны относительным раздельным перемещениям колес.

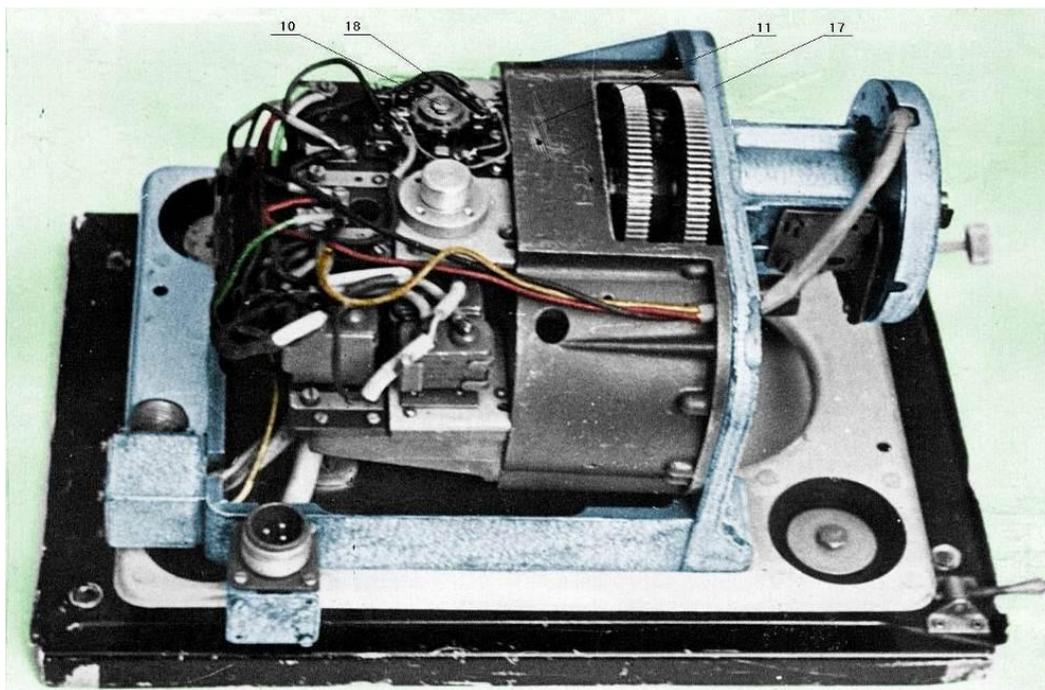


Рис. 2.7. Общий вид прибора без крышки

Через два разнонаправленных механизма свободного хода 10 переменное вращение центрального вала разделяется и регистрируется с нарастающим итогом электронными счетчиками. Механизмы свободного хода выполнены с углом заклинивания в пределах  $\alpha = 5...7^\circ$ .

Дополнительные шестерни 6, 7, 8 изменяют направление вращения полуосевых шестерен таким образом, что при движении по ровному прямолинейному пути, центральный вал прибора не вращается. Механизмы прибора от воздействия внешней среды предохраняются крышкой.

Привод прибора осуществляется от колес посредством гибких валов 5. В качестве гибких валов использованы тросы привода спидометров (рис. 2.8).

Использование этого прибора совместно со счетчиками оборотов колес позволяет определять совместное и раздельное буксование ведущих колес на

участке пути заданной протяженности или за определенный период времени работы машины (например, в течение рабочей смены).

Количественное определение относительных угловых перемещений ведущих колес только от раздельного буксования возможно исключением из показаний прибора, установленного на ведущих колесах за определенный период времени, показания прибора установленного на направляющих колесах, не подверженных буксованию за тот же период времени работы колесной машины.



Рис. 2.8. Подсоединение гибких валов к прибору

Это позволяет исключить из совокупности раздельных перемещений составляющие раздельного вращения ведущих колес, обусловленные поворотами машины и неровностями дороги. Последнее возможно только при равенстве колеи передних и задних колес. Если это условие не соблюдается, то в расчет вводится поправка на несоответствие колеи, определяемой экспериментальным путем. Степень износа шин и внутреннее давление воздуха у колес левой и правой сторон должны быть одинаковыми.

Коэффициент раздельного буксования ведущих колес  $\delta_p$  определяется

следующим уравнением:

$$\delta_p = \frac{\Sigma \Delta n_2 - \Sigma \Delta n_1}{\Sigma n_2 - \Sigma \Delta n_1}, \quad (2.25)$$

где  $\Sigma \Delta n_2$  – суммарные обороты отдельных перемещений ведущих колес на заданном отрезке пути, регистрируемые счетчиками прибора;  $\Sigma \Delta n_1$  – то же для направляющих колес;  $\Sigma n_2$  – суммарные обороты левого и правого ведущих колес на заданном отрезке пути.

Коэффициент раздельного буксования ведущих колес дважды отражается на КПД машины: а) его увеличение способствует росту отношения  $\Delta n_2 / n_2$  и, следовательно, уменьшению КПД дифференциала; б) способствует уменьшению КПД движителя из-за раздельного буксования ведущих колес.

Коэффициент совместного буксования ведущих колес  $\delta_c$  можно найти из уравнения:

$$\delta_c = \frac{\Sigma \Delta n_2 - \Sigma \Delta n_1}{\Sigma n_2 - \Sigma n_1} - \delta_p, \quad (2.26)$$

где  $\Sigma n_1$  – суммарное количество оборотов направляющих колес на заданном участке пути.

По коэффициенту совместного буксования ведущих колес можно судить о соответствии типа движителя условиям эксплуатации машины.

Величина погрешности прибора для исследования буксования зависит от длины испытываемого участка. Учитывая это, определим минимальную длину участка, при прохождении которого автомобилем прибор покажет допустимую для данных экспериментов погрешность.

Условимся, что погрешность в определении коэффициентов буксования движителя колесных машин при проведении экспериментов не должна превышать  $\pm 1 \%$ . Тогда общая погрешность прибора  $\Delta$  определится суммой относительных погрешностей:

$$\Delta = \delta_1 + \delta_2, \quad (2.27)$$

где  $\delta_1$  – относительная погрешность прибора при замерах отдельных перемещений колес;  $\delta_2$  – относительная погрешность прибора при замерах оборотов колес.

Если абсолютная погрешность электронного счетчика составляет половину цены одного деления, то относительная погрешность при замерах отдельных перемещений колес определится выражением:

$$\delta_1 = \frac{0,5}{z_1} \cdot 100\%, \quad (2.28)$$

где  $z_1$  – число показаний электронного счетчика при определении отдельных перемещений колес.

Минимальное число показаний электронного счетчика должно быть не менее  $z_1 = 10$ , при условии  $\delta_1 = \pm 0,5 \%$ . Относительная погрешность прибора при замерах оборотов колес находится аналогично:

$$\delta_2 = \frac{0,5}{z_2} \cdot 100\%, \quad (2.29)$$

где  $z_2$  – число показаний электронного счетчика оборотов колес.

Определяем число оборотов колеса  $n_k$ :

$$n_k = z_2 = 25 \text{ об.} \quad (2.30)$$

Полагаем, что относительная погрешность  $\delta_2 = \pm 0,5 \%$  при минимальном числе показаний электронного счетчика  $z_2 = 25$ .

Для нахождения длины испытываемого участка  $S$  пользуемся формулой:

$$S = 2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n_k, \quad (2.31)$$

где  $r_k$  – теоретический радиус качения колеса [43, 301, 313]; по ГОСТ 7057-94 для шин 8,25-20 модели ИК-6  $r_k = 0,254$  м.

Подставив значения  $n_k$  и  $r_k$  в формулу (2.31), получаем:

$$S = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,254 \cdot 25 = 39,88 \text{ м.}$$

Таким образом, минимальную длину испытываемого участка для разнообразных дорожных условий принимаем равной 100 метрам (при условии, что общая погрешность прибора  $\Delta = \pm 1,0 \%$ ).

Для определения степени эффективности предлагаемого устройства автоматической блокировки простого шестеренчатого дифференциала были проведены дорожные испытания, в ходе которых были исследованы параметры движения автомобиля ЗиЛ-433100 в серийной комплектации и оснащенного механизмом автоматической блокировки дифференциала (рис. 2.9, 2.10) на обледенелых, скользких участках, на снегу, на сухом стерневом поле, на укатанной снежной, обледенелой, полевой и грунтовой дорогах после дождя, на глинистой целине после дождя, а также при движении по дерну.

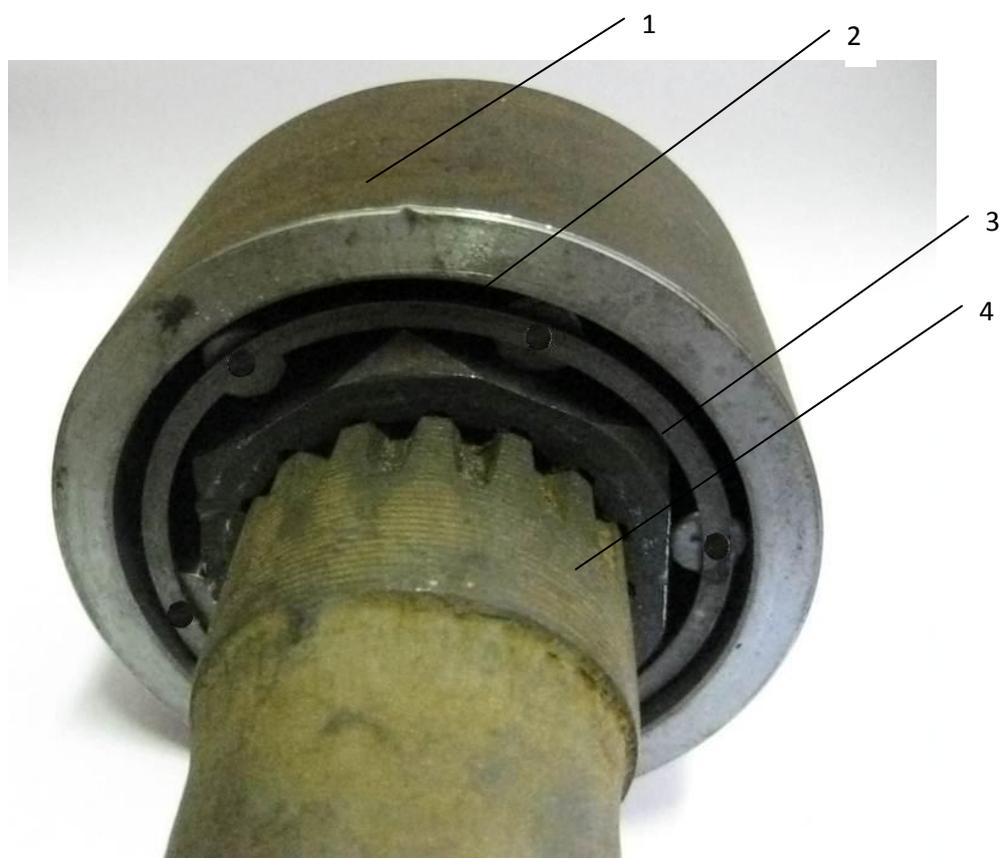


Рис. 2.9. Общий вид блокирующего механизма: 1 – наружная обойма; 2 – звездочка; 3 – сепаратор с роликами; 4 – полуось

С помощью проведенных экспериментов установлено, что количество относительных раздельных перемещений направляющих колес автомобиля  $\Delta n_1$  для разных типов дорог колеблется от 8 до 25 оборотов на один километр пути (внутрихозяйственные перевозки с плечом езды 1...3км).



Рис. 2.10. Сепаратор с роликами

Анализ графиков, представленных на рисунках 2.11, 2.12, позволяет сделать следующие заключения: коэффициент раздельного буксования  $\delta_p$  при разной вертикальной нагрузке (груженный, негруженный автомобиль) уменьшается с увеличением коэффициента сцепления движителя с несущей поверхностью. При этом использование автоматического механизма блокировки дифференциала позволяет снизить значение данного коэффициента на различных типах несущих поверхностей в среднем на 20...30 %.

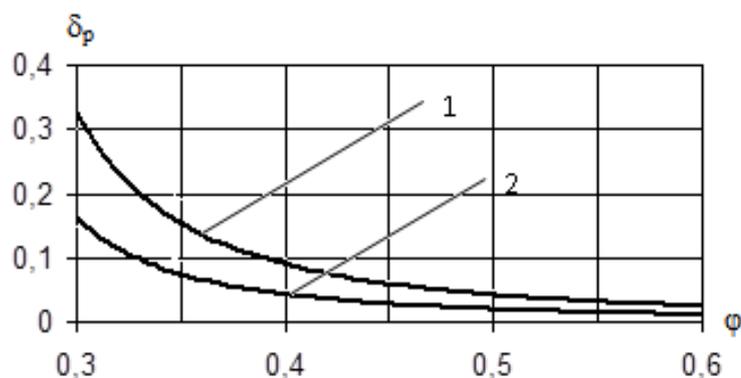


Рис. 2.11. Изменение коэффициента раздельного буксования в зависимости от коэффициента сцепления: 1 – груженный автомобиль ЗиЛ-433100 в серийной комплектации; 2 – груженный автомобиль ЗиЛ-433100 с механизмом блокировки дифференциала

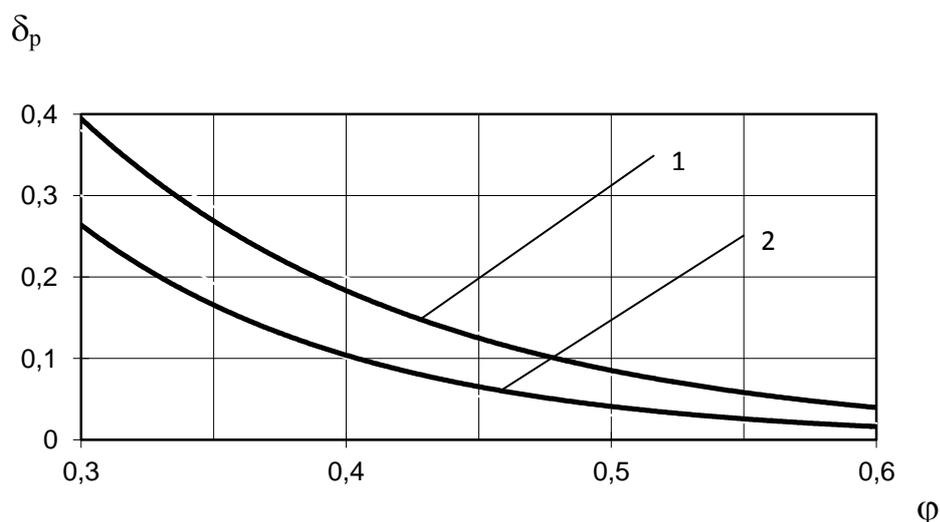


Рис. 2.12. Изменение коэффициента раздельного буксования в зависимости от коэффициента сцепления: 1 – негруженный автомобиль ЗиЛ-433100 в серийной комплектации; 2 – негруженный автомобиль ЗиЛ-433100 с механизмом блокировки дифференциала

Можно также отметить, что уменьшение вертикальной нагрузки на ось, приводит к увеличению коэффициента раздельного буксования для тех же условий испытания.

Техническую эффективность предлагаемого автоматического устройства при разгоне автомобиля можно оценить по скоростной характеристике на определенном участке несущей поверхности. Указанные характеристики автомобиля ЗиЛ-433100, определенные экспериментально, приведены на рисунках 2.13, 2.14, 2.15, 2.16.

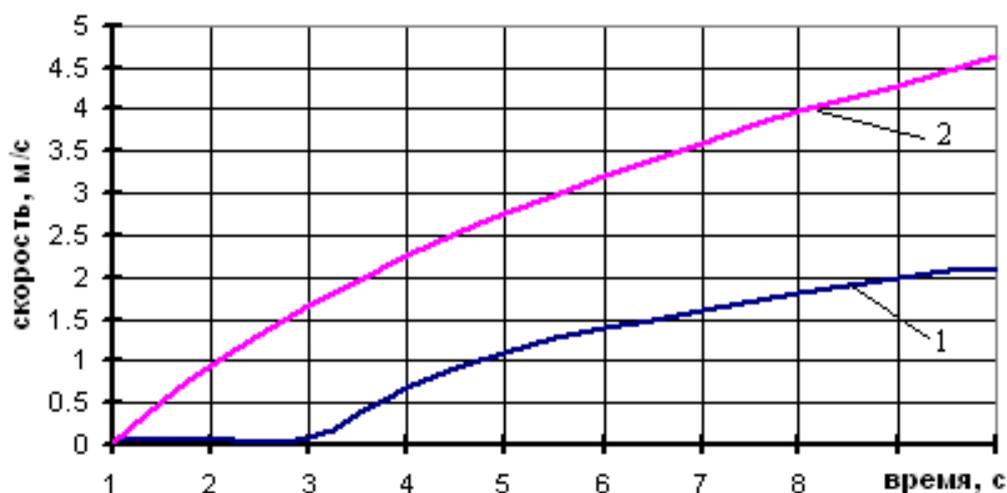


Рис. 2.13. Скоростная характеристика разгона на обледенелом участке: 1 – серийный автомобиль ЗиЛ-433100; 2 – автомобиль ЗиЛ -433100 с автоматической блокировкой дифференциала

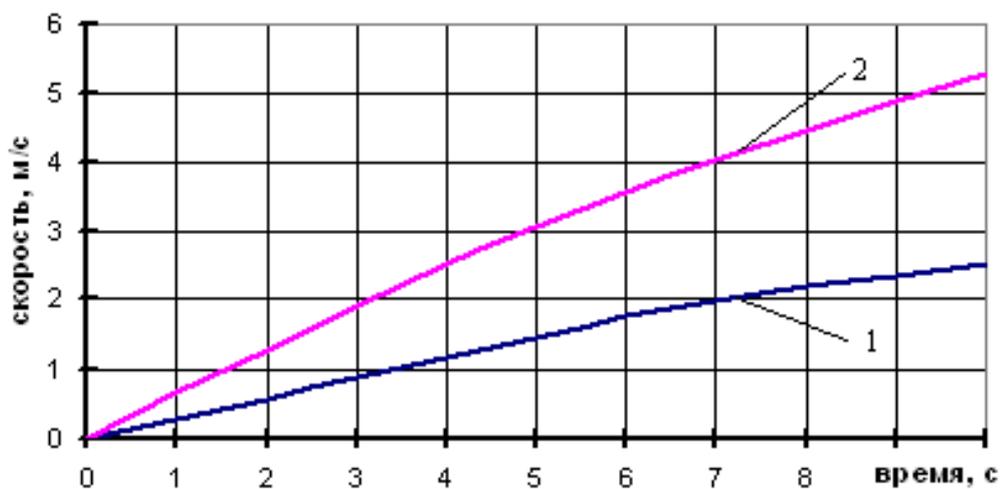


Рис. 2.14. Скоростная характеристика разгона на снегу: 1 – серийный автомобиль ЗиЛ-433100; 2 – автомобиль ЗиЛ -433100 с автоматической блокировкой дифференциала

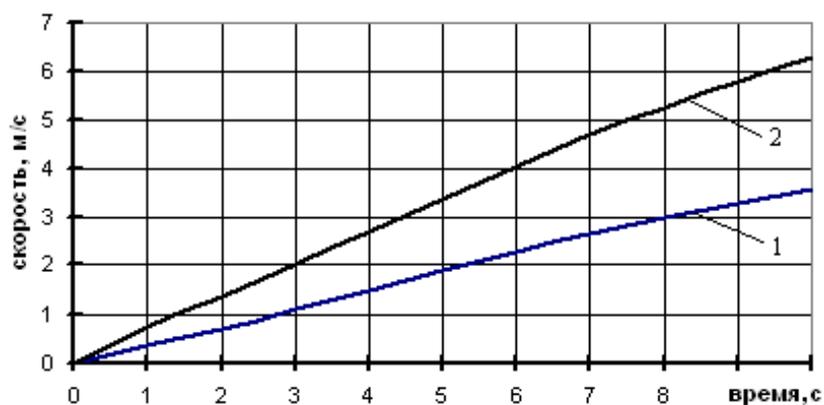


Рис. 2.15. Скоростная характеристика разгона по скользкому участку: 1 – серийный автомобиль ЗиЛ-433100; 2 – автомобиль ЗиЛ-433100 с автоматической блокировкой дифференциала

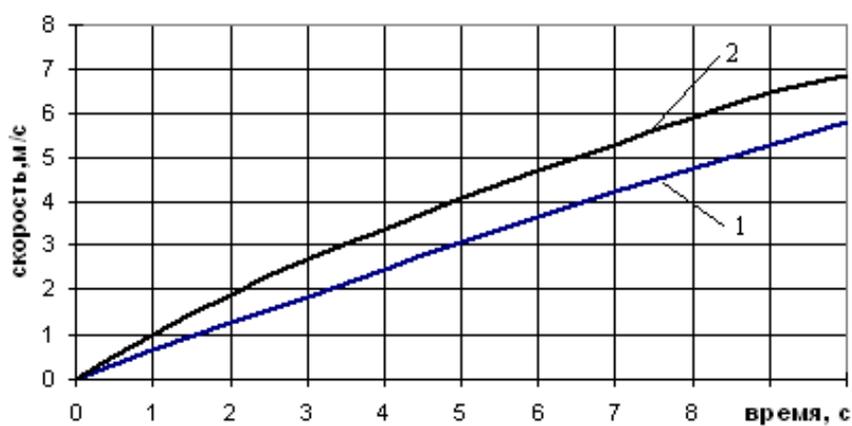


Рис. 2.16. Скоростная характеристика разгона по дереву: 1 – серийный автомобиль ЗиЛ-433100; 2 – автомобиль ЗиЛ -433100 с автоматической блокировкой дифференциала

В ходе проведенных экспериментальных исследований также была определена максимальная сила тяги на ведущих колесах.

Результаты определения максимальной силы тяги на ведущих колесах представлены на рисунке 2.17.

Из данных, приведенных на рисунке 2.17, следует, что использование предлагаемого способа повышения проходимости на автомобиле ЗиЛ-433100, оборудованного автоматической блокировкой дифференциала, обеспечивает в 1,24...2,45 раза большие по сравнению с серийным автомобилем значения реализуемой силы тяги.

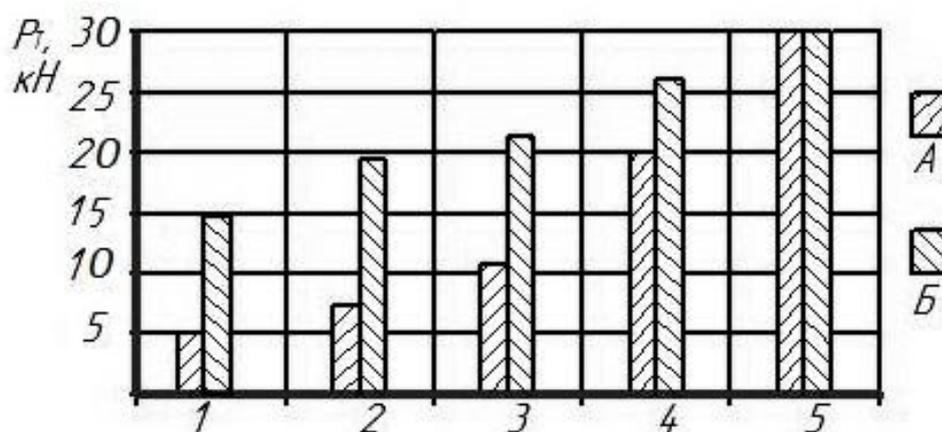


Рис. 2.17. Максимальная сила тяги на ведущих колесах автомобиля ЗиЛ-433100 в различных условиях движения: 1 – движение по льду; 2 – движение по снегу; 3 – движение по скользкому участку; 4 – движение по дерну; а – серийный автомобиль ЗиЛ-433100; б – автомобиль ЗиЛ-433100 с автоматической блокировкой дифференциала

Таким образом, результаты проведенных дорожных испытаний автомобиля ЗиЛ-433100 свидетельствуют об эффективности предлагаемого самоблокирующегося дифференциала в различных дорожных условиях, а также в условиях бездорожья.

Чаще всего для повышения сцепления в условиях скользких дорог на беговой дорожке шины устанавливают шипы. Хотя сцепление на скользких (обледенелых) участках дороги у новых шин с шипами может быть лучше по сравнению с обычными шинами, установка шипов не всегда оправдана. В частности, в зимний период колесные машины достаточно часто

эксплуатируются на очищенных от снега усовершенствованных дорогах, на которых шины с шипами имеют больший тормозной путь по сравнению с обычными шинами. К тому же, на очищенных усовершенствованных дорогах (асфальт, бетон) шипы подвержены интенсивному абразивному износу, от которого они становятся гладкими и резко снижают свои сцепные качества. Это приводит к обратному эффекту: сцепление шин с изношенными шипами на скользкой поверхности становится хуже по сравнению с шинами без шипов (на практике эффект от шипов наблюдается, как правило, в первый зимний сезон эксплуатации шин). Кроме того, происходит неравномерный износ (шипы изнашиваются быстрее, чем шины), что экономически нецелесообразно. Шины с шипами в большей степени портят усовершенствованные дороги по сравнению с обычными шинами, а эксплуатация таких шин на усовершенствованных дорогах повышает уровень шума в кабине машины, ухудшая условия труда операторов.

Одним из наиболее эффективных путей повышения сцепления шин мобильной машины со скользким дорожным покрытием является разбрасывание сыпучих материалов (щебня, песка и др.) под ведущие колеса.

## **2.2 Разработка автоматических устройств для разбрасывания сыпучих материалов под ведущие колеса**

Сцепление шин с дорогой, при прочих равных условиях, зависит от шероховатости поверхности качения, которая практически отсутствует на скользких дорогах (лед, хорошо укатанный снег и др.). Но когда частицы разбросанного по дороге абразивного материала, под действием на него давления со стороны колеса, внедряются в верхний слой льда, то поверхность качения приобретает шероховатость, т. е. появляется достаточно хорошее сцепление шин с дорогой.

Для улучшения сцепных свойств колесных пневматических двигателей со скользким дорожным покрытием предлагается автоматическое устройство

(рисунки 2.18, 2.19) для разбрасывания сыпучих материалов под ведущие колеса транспортного средства, устанавливаемое для каждого ведущего колеса.

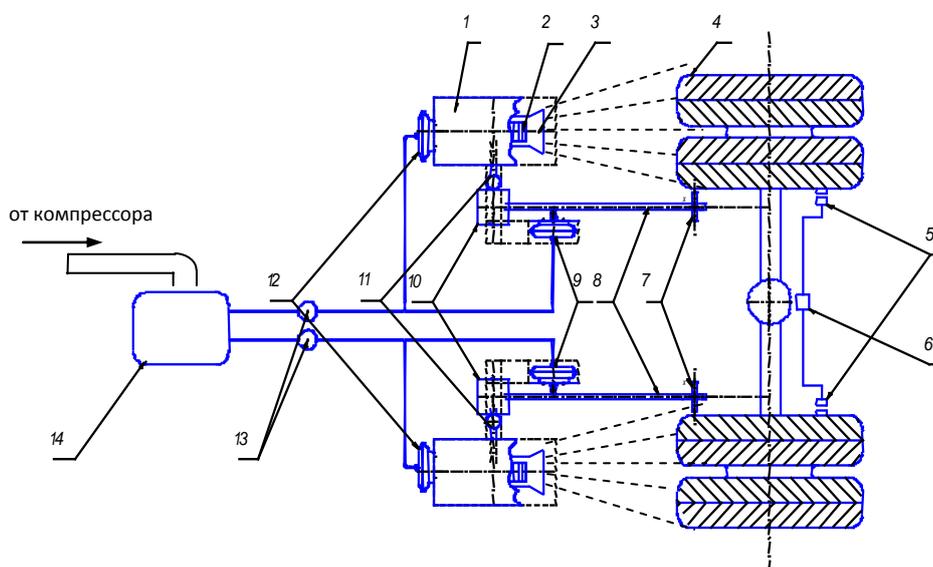


Рис. 2.18. Общая схема автоматического устройства для разбрасывания сыпучего материала под буксующее колесо (вид сверху): 1 – бункер; 2 – разбрасыватель (крыльчатка); 3 – направляющая разбрасывателя (желоб); 4 – ведущее колесо; 5 – индуктивный датчик; 6 – сравнитель угловых ускорений; 7 – обрезиненный ролик; 8 – ведущий вал; 9 – тормозная камера (со штоком) ведущего вала; 10 – конический редуктор; 11 – ведомый карданный вал; 12 – тормозная камера (со штоком) ворошителя; 13 – электромагнитный клапан; 14 – ресивер

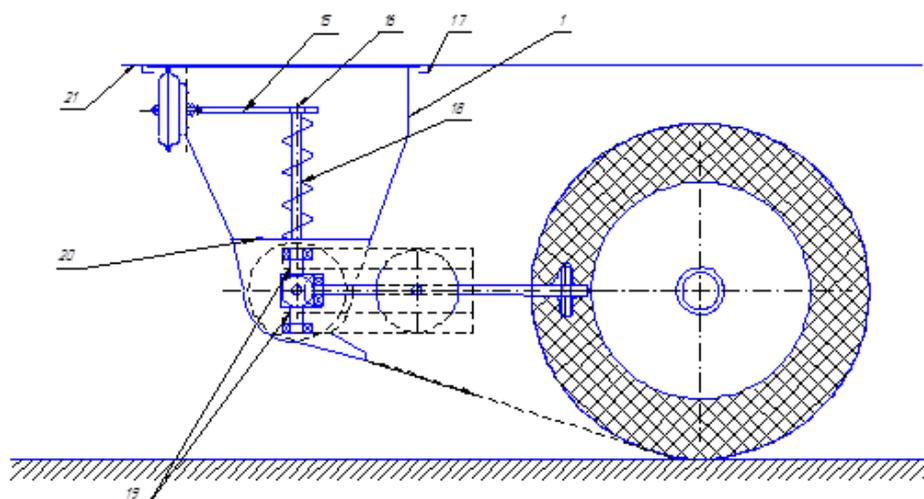


Рис. 2.19. Принципиальная схема привода автоматической подачи сыпучего материала под ведущее буксующее колесо (вид бункера сбоку): 15 – рейка; 16 – шестерня вала ворошителя; 17 – салазки; 18 – ворошитель; 19 – полуоси; 20 – регулировочная колонка; 21 – нижняя площадка кузова

Устройство включает в себя бункер 1 для хранения сыпучего материала (песка, шлака и т. п.), в днище которого имеются окна с регулировочной колонкой 20; направляющий желоб 3; электромагнитный клапан 13, обеспечивающий подачу воздуха из ресивера 14 в тормозную камеру 12 со штоком, имеющую рейку 15 и шестерню 16, вращающие ворошитель 18, расположенный внутри бункера 1, а также в тормозную камеру 9 со штоком, прижимающим ведущий вал 8 с жестко закрепленным на нем роликом 7 к ведущему колесу 4; конический редуктор 10, передающий вращение ведущего вала 8 на ведомый карданный вал 11, связанный с крыльчаткой 2; сравнитель угловых ускорений 6 с индуктивным датчиком 5, установленным на ведущем колесе.

На корпусе конического редуктора 10 установлены полуоси 19, обеспечивающие его перемещение в горизонтальной плоскости. Устройство легко монтируется и демонтируется с нижней площадки кузова 21 за счет салазок 17.

Устройство работает следующим образом. При попадании одного колеса на скользкую поверхность оно начинает буксовать. Если угловое ускорение буксующего колеса достигнет значения  $\epsilon \geq 10 \dots 25 \text{ с}^{-2}$  и выше, то включается в работу сравнитель угловых ускорений 6.

Электрическая цепь замыкается, открывается электромагнитный клапан 13 и сжатый воздух из ресивера 14 подается в тормозные камеры 9 и 12. Шток тормозной камеры 12 двигает рейку 15, которая приводит во вращение шестерню 16 и ворошитель 18. Шток тормозной камеры 9 прижимает вал 8 с жестко закрепленным на нем роликом 7 к боковине ведущего колеса 4. Вращение колеса передается на ролик и ведущий вал, затем передается через конический редуктор 10 на ведомый карданный вал 11, далее вращение передается на разбрасыватель (крыльчатку) 2. Двигаясь по направляющей разбрасывателя (желобу) 3, сыпучий материал попадает под буксующее колесо. После того, как ведущее колесо перестает буксовать, сравнитель угловых ускорений выключается из работы (при этом  $\epsilon \leq 10 \dots 25$

$\text{с}^{-2}$ ), электромагнитный клапан закрывается и автоматическая подача сыпучего материала под ведущее буксующее колесо прекращается. В случае, если начинают буксовать оба ведущих колеса (совместное буксование) сравнитель угловых ускорений не срабатывает. Для данного случая в кабине водителя предусмотрена кнопка, с помощью которой принудительно включаются электромагнитные клапаны, и сыпучий материал одновременно подается под оба ведущих колеса мобильной машины. При этом сцепные свойства буксующих колес заметно улучшаются, а также повышается надежность в торможении на скользкой поверхности.

Эффективность функционирования предлагаемого устройства будет зависеть от передаточного отношения шестерен конического редуктора, которое определяется равенством:

$$i = \omega_p / \omega_{кр}, \quad (2.32)$$

где  $\omega_p$  – угловая скорость ролика;  $\omega_{кр}$  – угловая скорость крыльчатки.

Угловая скорость крыльчатки определяется по следующей формуле:

$$\omega_{кр} = V_H / r_{кр}, \quad (2.33)$$

где  $V_H$  – линейная скорость вылета частицы, м/с;  $r_{кр}$  – радиус крыльчатки, м.

Линейная скорость вылета частицы сыпучего материала выражается следующей зависимостью:

$$V_H = \sqrt{\frac{2S \cdot m \cdot g}{2S \cdot k_p \cdot \sin\left(\frac{\arctg\frac{H}{S}}{2}\right) - m \cdot \sin\left(\frac{\arctg\frac{H}{S}}{2}\right)}}. \quad (2.34)$$

где  $S$  – расстояние между точкой отрыва частицы от лопатки и точкой ее приземления на дорогу (точкой начала соприкосновения вращающейся шины с поверхностью дороги по ходу движения), м;  $H$  – расстояние между точкой отрыва частицы от лопатки крыльчатки до поверхности дороги, м;  $\alpha$  – угол между линией полета частицы и поверхностью дороги, град.;  $k_p$  – коэффициент пропорциональности,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$ ;  $m$  – масса частицы сыпучего материала.

Далее находим угловую скорость колеса:

$$\omega_k = V_k / r_k, \quad (2.35)$$

где  $V_k$  – линейная скорость элементов беговой дорожки шины, м/с;  $r_k$  – радиус колеса, м.

Линейную скорость боковины шины  $V_M$  в месте соприкосновения обрезиненного ролика с колесом (рис. 2.20) находим из выражения:

$$V_M = \omega_k \cdot CM = \frac{V_k \cdot CM}{r_k}, \quad (2.36)$$

где  $CM$  – расстояние от центра колеса до точки соприкосновения обрезиненного ролика с колесом, м.

Линейная скорость колеса  $V_M$  в точке  $M$  равна линейной скорости обрезиненного ролика в этой точке:

$$V_M = V_p = \frac{V_k \cdot CM}{r_k}. \quad (2.37)$$

Так как последний жестко закреплен на ведущем валу, то угловая скорость ведущего вала равна угловой скорости ролика  $\omega_p$ , которая определяется из уравнения:

$$\omega_p = V_p / r_p = \frac{V_k \cdot CM}{r_k \cdot r_p}, \quad (2.38)$$

где  $r_p$  – радиус обрезиненного ролика.

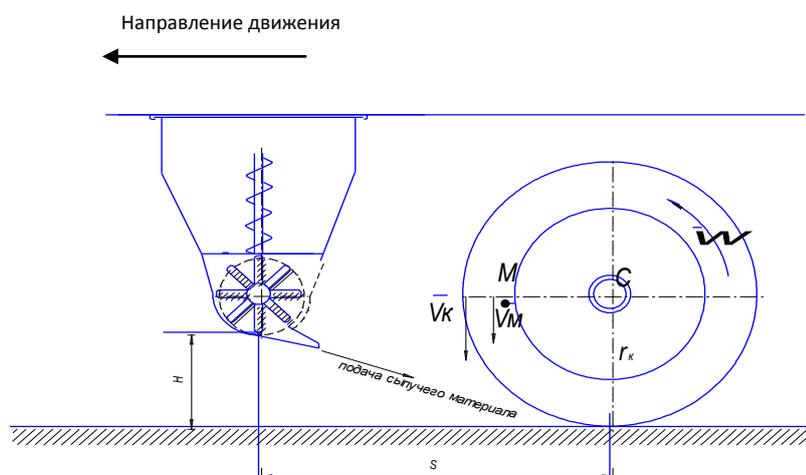


Рис. 2.20. Принципиальная схема подачи сыпучего материала под ведущее буксующее колесо

Подставляя в выражение (2.32) найденные из выражений (2.33), (2.34) и (2.38) значения  $V_H$ ,  $\omega_{кр}$  и  $\omega_p$ , получим следующую зависимость для определения передаточного отношения редуктора:

$$i = \frac{V_k \cdot CM \cdot r_{кр}}{r_k \cdot r_p \cdot \sqrt{\frac{2S \cdot m \cdot g}{2S \cdot k_p \cdot \sin \frac{(\arctg \frac{H}{S})}{2} - m \cdot \sin \frac{(\arctg \frac{H}{S})}{2}}}} \quad (2.39)$$

Для предотвращения буксования необходимо, чтобы слой насыпаемого материала составлял по высоте 1,5...3 мм. Так как при буксовании колесной машины может наблюдаться явление юза, то необходимо чтобы ширина захвата  $B$  разбрасывания сыпучего материала составляла:

$$B = h_{ш} + 2c, \quad (2.40)$$

где  $h_{ш}$  – ширина беговой дорожки (протектора) колеса машины, м;  $c$  – величина перекрытия ширины беговой дорожки шины ( $c = 0,15 \dots 0,2$  м).

Определим расход сыпучего материала  $P$ , кг/с:

$$P = \rho_n \cdot V^n, \quad (2.41)$$

где  $\rho_n$  – плотность сыпучего материала, кг/м<sup>3</sup>;  $V^n$  – объем сыпучего материала за 1 секунду работы крыльчатки, м<sup>3</sup>/с.

Объем сыпучего материала за 1 секунду работы крыльчатки найдем из следующего выражения:

$$V^n = B \cdot h \cdot S^1, \quad (2.42)$$

где  $h$  – высота слоя сыпучего материала ( $h = 1,5 \dots 3 \cdot 10^{-3}$  м);  $S^1$  – перемещение автомобиля за 1 секунду, м.

Перемещение автомобиля за 1 секунду ( $t = 1$  с) определяется равенством:

$$S = V_d \cdot t = V_d, \quad (2.43)$$

где  $V_d$  – действительная скорость автомобиля, м/с.

Тогда производительность крыльчатки  $W$  (кг/с), равная расходу

сыпучего материала  $P$  за 1 секунду, с учетом выражений (2.41), (2.42), (2.43) находится следующим образом:

$$W=P= \rho_{п} \cdot B \cdot h \cdot V. \quad (2.44)$$

Полезную мощность  $N$  (Вт) на ведомом валу определим из выражения:

$$N=\frac{W \cdot V_{н}^2}{2}, \quad (2.45)$$

Определим мощность на ведущем валу  $N_{вв}$ , с учетом потерь мощности в подшипниках, редукторе, в шарнире карданного вала, в месте контакта обрезиненного ролика и боковины ведущего колеса:

$$N_{вв}=\frac{N}{\eta_{подш} \cdot \eta_{кард} \cdot \eta_{ред} \cdot \eta_{рол}}, \quad (2.46)$$

где  $\eta_{подш}$  – КПД подшипников ( $\eta_{подш} = 0,99$ );  $\eta_{кард}$  – КПД карданного вала ( $\eta_{кард} = 0,99$ );  $\eta_{ред}$  – КПД конического редуктора ( $\eta_{ред} = 0,97$ );  $\eta_{рол}$  – КПД передачи мощности с боковины ведущего колеса на ролик ( $\eta_{рол} = 0,98$ ).

Устойчивая работа данного устройства будет наблюдаться при следующем условии:

$$N_{сн} \geq N_{вв}, \quad (2.47)$$

где  $N_{сн}$  – снимаемая с колеса мощность, Вт.

Эту мощность определим из выражения:

$$N_{сн}=F_{пр} \cdot \varphi_p \cdot V_p, \quad (2.48)$$

где  $F_{пр}$  – сила прижатия ролика к колесу, Н;  $\varphi_p$  – коэффициент трения.

Из уравнения (2.47) и зависимости (2.48), а также выражений (2.34) и (2.45), найдем силу прижатия ролика к боковине ведущего колеса:

$$F_{пр}=\frac{N_{сн}}{\varphi_p \cdot V_p} \geq \frac{W \cdot 2S \cdot m \cdot g}{\left( 2S \cdot k_p \cdot \sin \frac{(\arctg \frac{H}{S})}{2} - m \cdot \sin \frac{(\arctg \frac{H}{S})}{2} \right) \cdot 2 \cdot \eta_{подш} \cdot \eta_{кард} \cdot \eta_{ред} \cdot \eta_{рол}} \quad (2.49)$$

Таким образом, полученные формулы (2.39) и (2.49) позволяют определить необходимые конструктивные параметры автоматического устройства для разбрасывания сыпучего материала в зависимости от

конструктивных особенностей колесной машины и места установки самого устройства (величин  $H$  и  $S$ ).

Помимо устройства, описанного выше, нами были разработаны другие варианты конструкции автоматического устройства для разбрасывания сыпучих материалов под ведущие колеса мобильных машин. Примеры данных устройств приведены на рисунках 2.21 и 2.22.

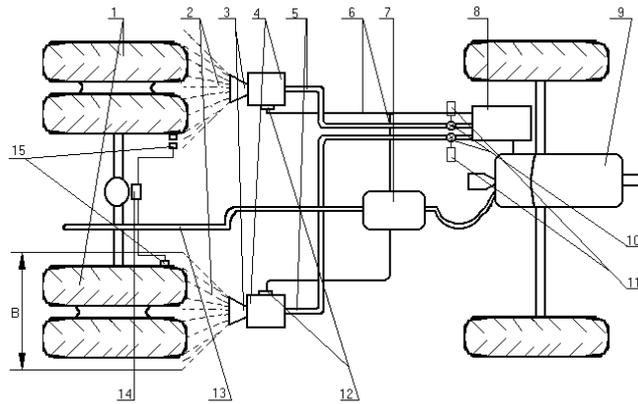


Рис. 2.21. Принципиальная схема устройства для разбрасывания сыпучих материалов с использованием воздуха, находящегося в ресивере: 1 – ведущие колеса; 2 – сыпучий материал; 3 – желоб; 4 – бункер; 5 – отводная труба; 6 – шланг; 7 – глушитель; 8 – ресивер; 9 – двигатель; 10 – кран; 11 – соленоид; 12 – тормозная камера; 13 – выхлопная труба; 14 – сравнитель угловых ускорений; 15 – индуктивный датчик

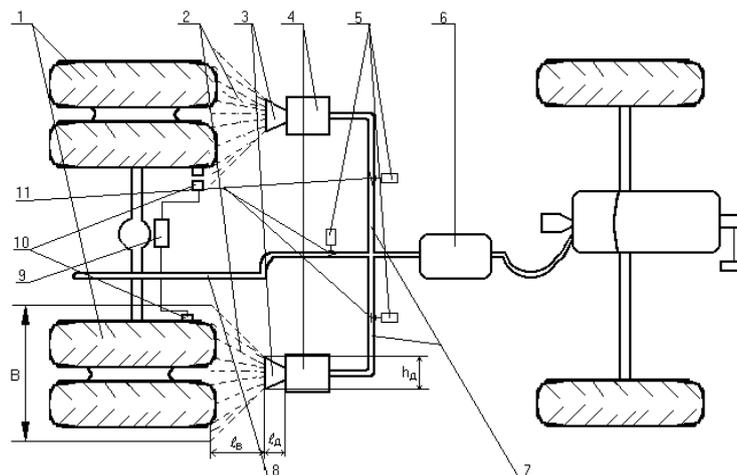


Рис. 2.22. Принципиальная схема устройства для разбрасывания сыпучих материалов с использованием выхлопных газов: 1 – сдвоенное ведущее колесо, 2 – сыпучий материал, 3 – желоб (диффузор), 4 – бункер, 5 – соленоид, 6 – глушитель, 7 – отводная труба, 8 – выхлопная труба, 9 – сравнитель угловых ускорений, 10 – индуктивный датчик, 11 – заслонка

Несущие поверхности, по которым происходит движение колесных машин, имеют различные характеристики. Большинство автомобилей, транспортирующих грузы, оборудованы шинами с рисунком протектора «Универсальный». Указанный рисунок протектора в условиях размытых грунтовых и обледенелых дорог, а также бездорожья не оправдывает своего назначения. Вследствие этого, проходимость автомобилей значительно снижается из-за совместного или раздельного буксования ведущих колес.

В период распутицы, в условиях бездорожья, при наличии глубокой грязи использование рассмотренного выше устройства для разбрасывания сыпучих материалов может оказаться недостаточно эффективным. Поэтому для повышения проходимости транспортных средств в указанных условиях предлагается техническое средство, обоснование которого рассмотрено ниже.

### **2.3 Разработка быстросъемного тракового приспособления**

Чаще всего для повышения проходимости мобильной техники в сложных дорожных условиях или условиях бездорожья применяются цепи противоскольжения, траковые приспособления различной конструкции и т. п. Однако использование данных средств зачастую связано с повышенной сложностью и трудоемкостью их монтажа-демонтажа, что, в свою очередь, приводит к ухудшению условий труда и повышению травматизма операторов.

Ввиду вышесказанного нами предлагается быстросъемное траковое приспособление, которое позволяет повысить проходимость мобильных колесных машин в условиях дорог с малой несущей способностью и бездорожья. Кроме того, изготовление данного устройства не требует особых затрат и может быть осуществлено в условиях сельскохозяйственного предприятия, а его монтаж-демонтаж не является трудоемким.

Принципиальная схема разработанного приспособления представлена



оператора.

На сцепные свойства колесных движителей при взаимодействии их с определенной несущей поверхностью (гололед, жидкая грязь, укатанная снежная дорога и др.) значительное влияние оказывает удельное давление, приходящееся на площадь контакта беговой дорожки с несущей поверхностью. Оно определяется из следующего выражения:

$$g = \frac{G_k}{S}, \quad (2.50)$$

где  $G_k$  – вес, приходящийся на ведущие колеса;  $S$  – площадь контакта беговой дорожки шины с поверхностью качения.

Таким образом, для новых шин:

$$g_1 = \frac{G_k}{S_1}, \quad (2.51)$$

для изношенных:

$$g_2 = \frac{G_k}{S_2}. \quad (2.52)$$

При этом за счет стирания рисунка протектора площадь контакта беговой дорожки изношенной шины ( $S_2$ ) примерно на 30...40 % больше соответствующей площади рисунка протектора новой шины ( $S_1$ ).

Удельное давление траков быстросъемного приспособления на несущую поверхность может быть определено следующим образом:

$$g_3 = \frac{G_k}{2 \cdot h \cdot H}, \quad (2.53)$$

где  $h$ ,  $H$  – соответственно ширина и длина фигурного съемного трака.

Длина трака равна:

$$H = B + 2b, \quad (2.54)$$

где  $B$  – ширина шины,  $b$  – толщина трака.

Выражение в знаменателе равенства (2.53) определяет площадь контакта траков ( $S_3$ ) с поверхностью дороги. Установлено, что  $S_3 < S_1 < S_2$ . Данное неравенство показывает, что при движении машины по дороге с

малой несущей способностью сцепные качества шин, оборудованных быстросъемными траками, повышаются за счет того, что металлические траки преодолевают сопротивление «вязкого», «рыхлого» слоя дороги (снежного покрова, грязи и т. п.), достигая при этом более «твердой» поверхности и входя с ней в зацепление.

Эффективность работы предлагаемого приспособления также зависит от рассмотренных ниже параметров.

Такие свойства, как устойчивость колесной машины против заноса, «держание» дороги, интенсивность торможения, буксование и др., обуславливаются назначением и конструкцией шин. К одним из свойств пневматических шин следует отнести способность их самоочищаться и отводить почву по канавкам рисунка протектора, так как от степени очищаемости зависят величины продольного и бокового сцепления шины с поверхностью качения.

При движении транспортных машин по размокшим грунтовым дорогам и бездорожью (например, в условиях поля) рисунок протектора шины (пространство между почвозацепами) забивается грунтом, образуя колесо с протектором из почвы. Вследствие этого происходит интенсивное раздельное или совместное буксование ведущих колес и частичное скольжение направляющих относительно неподвижного грунта (рис. 2.24).



Рис. 2.24. «Засаливание» рисунка автомобильного колеса при буксовании на размытой грунтовой дороге

Таким образом, действие почвозацепа заменяется земляным блоком, движущимся по грунту, вследствие чего протектор не участвует в работе; пневматическая шина практически превращается в колесо из земли, и мы имеем дело с качением подвижного грунта по неподвижному.

Одним из условий достаточного сцепления с грунтом траков предложенной конструкции быстросъемного приспособления является отсутствие грунта в пространстве между ними.

Для этого необходимо, чтобы сопротивление грунта на разрыв превышало силы, удерживающие грунт в пространстве между выступами. Эти силы должны быть меньше центробежной силы, действующей на грунт при качении колеса. Только в этом случае прилипший к поверхности беговой дорожки шины и плоскостям траков (грунтозацепов) приспособления грунт отбрасывается, очищая площадь, замкнутую между ними. Под давлением колеса грунт запрессовывается в пространство между выступами грунтозацепов. При этом происходит его уплотнение с увеличением сил трения и прилипания влажного грунта к поверхностям выступов беговой дорожки шины и дну впадины между грунтозацепами.

Сила, удерживающая грунт между грунтозацепами приспособления, определяется по выражению:

$$F_{\text{ц}} = S_0 \cdot \varepsilon + P_0 \cdot h \cdot (\varepsilon + G \cdot \xi \cdot \operatorname{tg} \varphi), \quad (2.55)$$

где  $S_0$  – площадь дна впадины между выступами грунтозацепов;  $\varepsilon$  – коэффициент сцепления грунта с резиной беговой дорожки шины;  $P_0$  – периметр впадины фигурного трака приспособления;  $h$  – высота впадины фигурного трака;  $G$  – максимальное удельное давление колеса на дно колеи;  $\xi$  – коэффициент бокового распора грунта;  $\varphi$  – угол внутреннего трения грунта.

Если сопротивление грунта на разрыв составляет  $S \cdot C$  ( $C$  – сцепление грунта), то условие, при котором грунт не будет прилипать к шине и стенкам трака, должно быть следующим:

$$C > S_0 \cdot \varepsilon + P_0 \cdot h \cdot (\varepsilon + G \cdot \xi \cdot \operatorname{tg} \varphi). \quad (2.56)$$

Для самоочищения быстросъемного приспособления необходимо, чтобы центробежная сила:

$$\frac{m \cdot v^2}{R} = \frac{h \cdot S_0 \cdot j \cdot v^2}{g \cdot R}$$

была равна или превышала удерживающую:

$$\frac{h \cdot S_0 \cdot j \cdot v^2}{g \cdot R} \geq S_0 \cdot \varepsilon + P_0 \cdot h \cdot (\varepsilon + G \cdot \xi \cdot \operatorname{tg} \varphi), \quad (2.57)$$

где  $m$  – масса грунта, запрессованного во впадину между выступами грунтозацепов;  $j$  – удельный вес грунта;  $v$  – линейная скорость вращения беговой дорожки шины, равная скорости движения автомобиля;  $R$  – расстояние от центра колеса до центра фигурного трака (грунтозацепа);  $g$  – ускорение свободного падения тела.

Таким образом, самоочищение предлагаемого приспособления будет происходить при соблюдении следующего условия:

$$h \leq \frac{S_0 \cdot \varepsilon \cdot g \cdot R}{S_0 \cdot j \cdot v - [P_0 \cdot (\varepsilon + G \cdot \xi \cdot \operatorname{tg} \varphi)] \cdot g \cdot R}. \quad (2.58)$$

Ниже приведен расчет процесса самоочищения фигурного трака предлагаемого приспособления при движении колеса по грунту (легкий суглинок при влажности  $W = 25\%$ ).

Вводим необходимые данные для расчета:  $C = 3,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$ ,  $j = 1,38 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^3$ ,  $R = 0,55 \text{ м}$ ,  $V = 1 \dots 30 \text{ м/с}$ . По формуле (2.58) строим график зависимости (рис. 2.25) высоты грунтозацепов от поступательной скорости движения колеса. На графике можно выделить две граничные области (1 и 2). Из рисунка 2.25 видно, что совместные координаты  $h_1$  и  $V$  должны соответствовать первой области, в противном случае почва будет разрываться под воздействием центробежной силы  $F_{ц}$  по сечениям различной высоты в зависимости от величины внутреннего сцепления.

Отсюда можно сделать следующее заключение. На самоочищаемость быстросъемного приспособления для повышения проходимости большое влияние оказывает радиус колеса, линейная скорость вращения беговой

дорожки шины, площадь дна впадины, периметр и глубина рисунка выступов фигурного трака, а также такие параметры грунта, как коэффициенты бокового распора и сцепления грунта с резиной и металлическими частями приспособления.

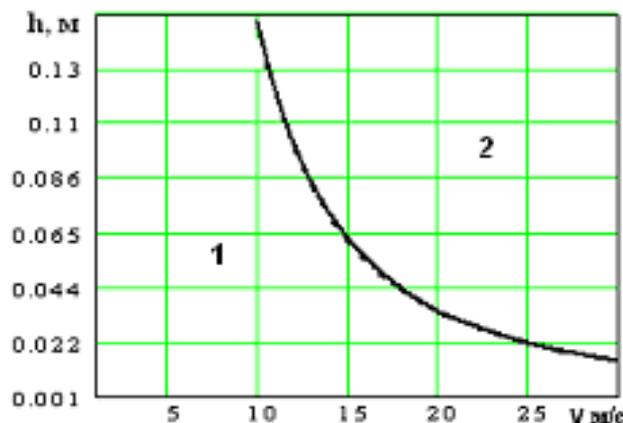


Рис. 2.25. График зависимости высоты  $h_1$  грунтозацепов от скорости  $V$  движения колеса (1 – первая граничная область, 2 – вторая граничная область)

Снизить коэффициенты бокового распора и сцепления грунта с резиной можно за счет увеличения периметра и площади дна впадины между траками приспособления при качении колеса по деформируемому грунту в пластичном состоянии.

Использование разработанного тракового приспособления позволяет также повысить тормозные качества мобильной сельскохозяйственной техники на дорогах с малой несущей способностью и в условиях бездорожья.

Необходимость в торможении при управлении колесной машиной возникает очень часто. Торможение – это средство не только быстрой остановки колесной машины, но и регулирования скорости движения. Статистика показывает, что большинство ДТП в той или иной степени связано с торможением. Особенно это проявляется на скользких дорогах (гололед, укатанная снежная дорога, жидкая грязь и др.).

Для оценки тормозных свойств колесной машины наиболее наглядным является такой показатель, как ее тормозной путь.

Он определяется следующим выражением:

$$S_{\tau} = \frac{v_a^2}{2g \cdot 3,6^2 \varphi} = \frac{v_a^2}{254\varphi}. \quad (2.59)$$

В действительных условиях эксплуатации тормозной путь колесной машины может быть больше расчетного на 20...40 %, так как при выводе формулы пути торможения не учитывалось техническое состояние тормозных механизмов колесной машины, а также неравномерность распределения тормозных сил на колесах. Поэтому Д.П. Великановым для расчета тормозного пути в эксплуатационных условиях было предложено ввести коэффициент эффективности торможения  $K_э = 1,2 \dots 1,4$ .

Тогда тормозной путь равен:

$$S_{m3} = \frac{K_э \cdot v_a^2}{254 \cdot \varphi}. \quad (2.60)$$

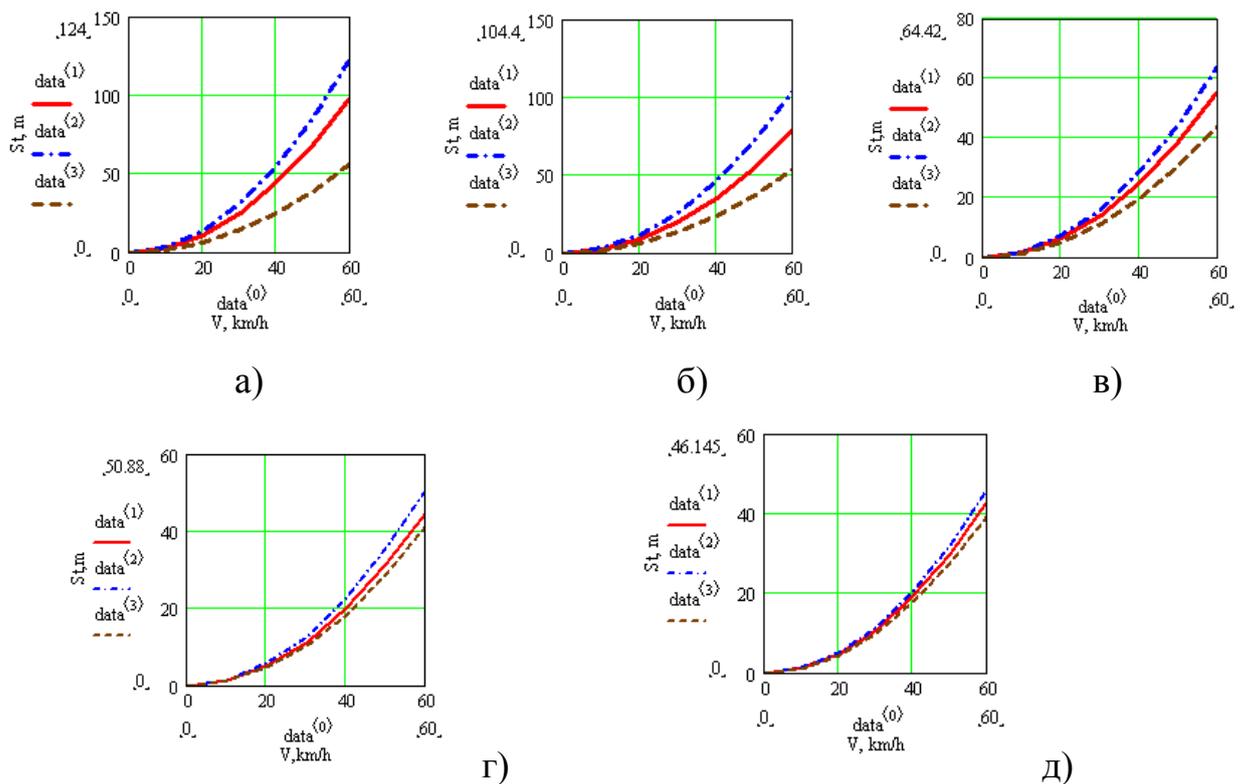


Рис. 2.26. Зависимость длины тормозного пути  $S_{\tau}$  от скорости движения  $V$  колесной машины: а) обледенелая мокрая дорога; б) укатанная снежная мокрая дорога; в) укатанная снежная сухая дорога; г) дорога с глубиной снежного покрова до 30 см; д) грунтовая укатанная дорога после дождя; — — — — — новые шины с универсальным рисунком протектора, - - - - - универсальные шины с предлагаемым приспособлением, - · - · - · — изношенные шины с универсальным рисунком протектора

На рисунке 2.26 показаны кривые  $S_T = f(V)$ , построенные на основании уравнения (2.60) при различных типах шин (I, II, III).

Каждый тип шин характеризуется определенным коэффициентом сцепления  $\varphi$ . На дорогах с мокрым, скользким, булыжным, щебеночным и асфальтовым покрытием для расчетов принимаем, что  $K_3 = 1,4$ .

Длина тормозного пути с использованием шины, оборудованной быстросъемным приспособлением ( $S_T^{III}$ ) уменьшается по сравнению с длиной тормозного пути автомобиля, оборудованного изношенными шинами ( $S_T^{II}$ ) на 54,3 % (обледенелая мокрая дорога) и на 8 %, если применяются новые шины ( $S_T^I$ ) (грунтовая укатанная дорога после дождя) (таблица 2.3).

Таблица 2.3 – Снижение длины тормозного пути колесной машины, оборудованной быстросъемным траковым приспособлением (в %)

№	Тип дороги	$S_T^{III} < S_T^I$ , %	$S_T^{III} < S_T^{II}$ , %
1	Обледенелая дорога (мокрая)	42,86	54,3
2	Укатанная снежная дорога (мокрая)	32,43	48,63
3	Укатанная снежная дорога (сухая)	21,12	31,6
4	Дорога с глубиной снежного покрова до 30 см	7,9	18,8
5	Грунтовая укатанная дорога (после дождя)	8	14

Сцепные качества машин, оборудованных разработанным приспособлением, также будут зависеть от высоты траков. Зависимость величины коэффициента сцепления от геометрических параметров траков с учетом свойств несущих поверхностей может быть определена следующими выражениями:

для несвязных грунтов:

$$\varphi = k_0 \left( \frac{c}{q} + \operatorname{tg} \rho_{S_2} \right) \cdot \left( 1 + \frac{h_T}{b} \right); \quad (2.61)$$

для связных грунтов:

$$\varphi = k_1 \left( \frac{c}{q} + \operatorname{tg} \rho_{S_1} \right) \cdot \left( 1 + \frac{h_T}{b} \right), \quad (2.62)$$

где  $k_0$ ,  $k_1$  – коэффициенты деформации несвязного и связного грунта соответственно;  $c$  – связность грунта;  $q$  – удельное давление трака на площадь контакта с несущей поверхностью;  $\rho_{S_1}$ ,  $\rho_{S_2}$  – углы трения почвы;  $h_T$  – высота трака;  $b$  – ширина трака.

Теоретическая зависимость коэффициента сцепления от высоты траков быстросъемного приспособления представлена на рис. 2.27.

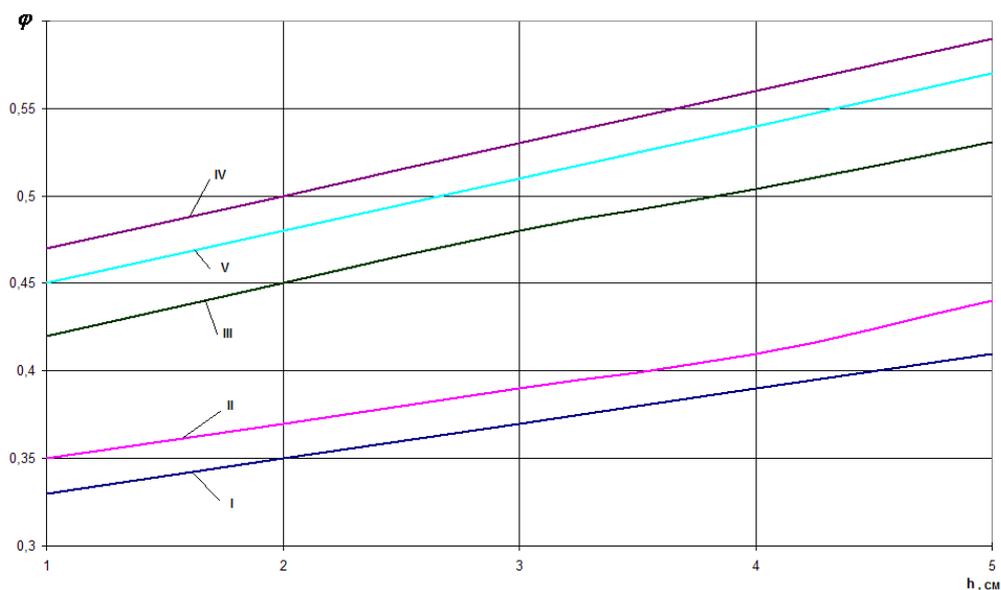


Рис. 2.27. Теоретическая зависимость коэффициента сцепления  $\varphi$  от высоты трака  $h_T$ : I – обледенелая мокрая дорога; II – укатанная снежная мокрая дорога; III – укатанная снежная; IV – заснеженная дорога (с глубиной снежного покрова до 30 см); V – грунтовая укатанная дорога после дождя

Данные графики были построены при условии, что коэффициент деформации ( $k_0$ ,  $k_1$ ), связность грунта ( $c$ ), угол внутреннего трения ( $\rho_{S_1}$ ,  $\rho_{S_2}$ ) и удельное давление ( $q$ ) и ширина трака ( $b$ ) остаются неизменными. Зависимости показывают, что с увеличением высоты траков на 1 см величина коэффициента сцепления шин на различных типах несущих поверхностей возрастает примерно на 6 %. Однако следует отметить, что превышение определенного значения высоты траков не только отрицательно сказывается

на прочностных характеристиках механизмов, но и приводит к увеличению уровня вибрации на рабочем месте оператора, что, в свою очередь, ухудшает условия труда и приводит к возникновению профзаболеваний.

Другим вариантом конструкции тракового приспособления является устройство, представленное на рис. 2.28.

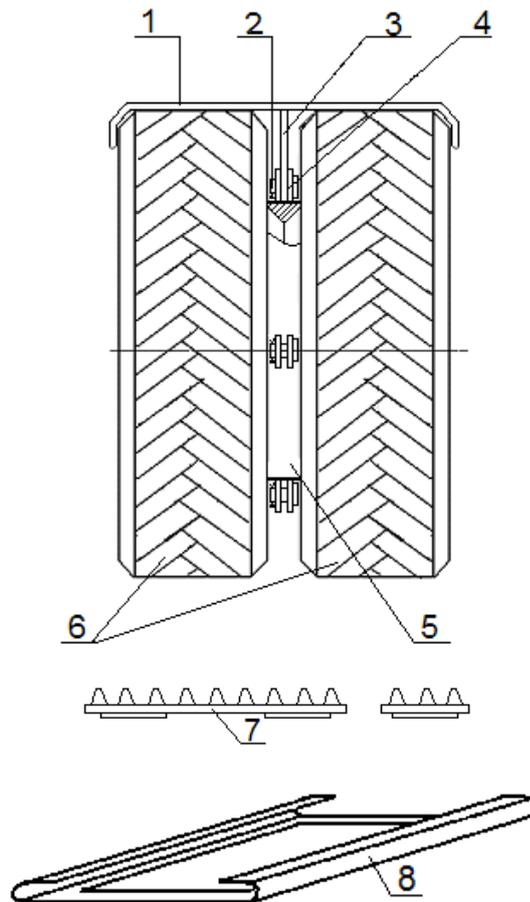


Рис. 2.28. Схема тракового приспособления для повышения проходимости автомобилей в сложных дорожных условиях и в условиях бездорожья: 1 – съемный трак; 2 – соединительный палец; 3 – соединительный шток; 4 – проушина; 5 – конусное кольцо; 6 – ведущие колеса; 7 – шипы противоскольжения; 8 – верхняя часть съемного трака

Оно включает в себя конусное кольцо 5, съемные траки 1, соединительные штоки 3. Кольцо располагается между сдвоенными дисками ведущего колеса 6. На кольцо приворачиваются проушины 4 с отверстиями под палец 2 для установки съемных траков. На конусной части кольца может быть произведена «накатка» (при изготовлении) с целью лучшего сцепления кольца с боковыми поверхностями сдвоенных дисков колес. Траки могут

быть легко демонтированы, если автомобиль эксплуатируется в условиях дорог с высокой несущей способностью. При этом наличие конусного кольца на ведущих колесах автомобиля никоим образом не будет препятствовать его движению.

Съемный трак может быть изготовлен из швеллера, уголка и другого стального профиля.

При движении автомобиля по скользким дорогам (гололеду) траки могут быть оснащены шипами противоскольжения 7, легко устанавливаемыми в верхнюю фигурную часть трака 8.

Установка съемного трака может производиться в любых условиях эксплуатации автомобиля. Предложенное быстросъемное приспособление для повышения проходимости автомобилей может изготавливаться непосредственно на сельскохозяйственных предприятиях.

Предлагаемые быстросъемные устройства позволяют повысить проходимость колесных пневматических движителей и избежать буксования сельскохозяйственных колесных машин.

Использование данных устройств может привести также к снижению утомляемости оператора и тем самым уменьшить вероятность его травмирования. Уменьшение длины тормозного пути колесной машины, оборудованной быстросъемным приспособлением, может привести к снижению вероятности возникновения ДТП.

Помимо тягово-сцепных свойств и проходимости на безопасность движения мобильной машины значительное влияние оказывает ее устойчивость. Под устойчивостью мобильной машины понимается ее свойство сохранять в заданных пределах направление скорости движения и ориентацию своих продольной и вертикальной осей.

Мощность современных тормозов такова, что даже на самой хорошей дороге водитель может заблокировать колеса машины, не говоря уже о скользких дорогах. При этом возможны следующие случаи:

- потеря траектории устойчивости в случае блокирования передних колес (колеса теряют возможность передавать боковые реакции и, следовательно, машина не может поворачивать и движется только прямо, несмотря на поворот рулевого колеса водителем);
- потеря курсовой устойчивости в случае блокирования задних колес (невозможность реализации достаточных боковых реакций приводит к заносу задней оси).

Наиболее эффективный способ повышения устойчивости мобильной машины при торможении – автоматическое регулирование тормозных сил. Одним из средств такого регулирования являются антиблокировочные системы.

#### **2.4 Разработка и обоснование антиблокировочной системы для колесных машин**

Сотни тысяч мобильных колесных машин отечественного производства по эффективности работы тормозной системы не соответствуют мировым стандартам. К этим машинам можно отнести грузовые и легковые автомобили, предназначенные для работы в сельской местности, машины специального назначения, зерноуборочные комбайны, самоходные жатки, колесные тракторы, самоходные шасси и др. Основная причина – отсутствие простых и эффективных систем, позволяющих не допустить блокировку заторможенных колес или в начале блокировки колеса разблокировать его, т.к. заблокированное колесо является причиной заноса, скольжения, опрокидывания транспортного средства и, в конечном итоге, возникновения дорожно-транспортного происшествия. Отсутствие на колесных машинах автоматических антиблокировочных систем не только снижает эффективность их торможения, но и влияет на их боковую и курсовую устойчивость, производительность, расход топлива, утомляемость водителя (оператора) и др.

Для того, чтобы ограничить до минимума блокировку колес (при отсутствии антиблокировочных автоматических систем) необходимо следующее: отсутствие уклона дороги; поддержание давления в шинах, согласно нормам завода-изготовителя; идентичность износа рисунка протектора и коэффициента сцепления под всеми колесами; совершенно точные зазоры между колодкой и тормозным барабаном (если конструкция тормозов колодочная); отсутствие биения барабанов о тормозные колодки и др.

С учетом вышеизложенного при торможении (автомобиль с колесной формулой 4x2) в идеале должно соблюдаться следующее условие:

$$P_{л}=P_{п}=P_{вл}=P_{вп}, \quad (2.63)$$

где  $P_{вл}$  – сила прижатия тормозных колодок к тормозному барабану на ведущем левом колесе;  $P_{вп}$  – сила прижатия тормозных колодок к тормозному барабану на ведущем правом колесе;  $P_{л}$  – сила прижатия тормозных колодок к тормозному барабану на направляющем левом колесе;  $P_{п}$  – сила прижатия тормозных колодок к тормозному барабану на направляющем правом колесе.

То есть силы прижатия колодок к тормозному барабану всех ведущих и направляющих колес должны быть равными. Но так как выше описанные условия соблюдения весьма сложно, то при их изменении колеса могут блокироваться, что в значительной степени отражается на тормозных качествах колесной машины.

Антиблокировочная система (АБС) предназначена для того, чтобы вне зависимости от условий торможения обеспечивать такое относительное движение колес, при котором создается оптимальное сочетание устойчивости и тормозной эффективности.

В настоящее время разработкой и внедрением АБС заняты практически все крупные автомобильные фирмы мира: GMC, Chrysler, Ford, Bendix, Girling, Westinghouse, FIAT DBA, Knorr, Bosch и многие другие. Как правило, это электронные системы, имеющие достаточно мощный

компьютер. Поэтому данные системы в основном устанавливаются на современных дорогостоящих легковых автомобилях. Что касается грузовой техники, то даже на импортных машинах ABS довольно редкое явление. Поэтому данные системы едва ли могут быть (даже с переделками) использованы на современной отечественной колесной мобильной технике.

В связи с этим, предлагается относительно простое устройство антиблокировочной системы для колесных машин с гидравлическим приводом тормозов.

В общем случае, сила прижатия колодок к тормозному барабану заблокированного колеса  $P_{\text{бл}}$  равна силам прижатия колодок к тормозному барабану на остальных неблокированных колесах (то есть  $P_{\text{бл}} = P_{\text{л}} = P_{\text{п}} = P_{\text{вл}} = P_{\text{вп}}$ ).

Для того, чтобы колесо разблокировалось (или несколько колес) нужно на заблокированном колесе уменьшить силу прижатия тормозных колодок к тормозному барабану на такую величину  $\Delta P$ , чтобы колодки снизили свое давление на тормозной барабан, а тормозная сила на этом колесе стала меньше возможной по условию сцепления шины с поверхностью дороги. Тогда:

$$P_p = P_{\text{бл}} - \Delta P, \quad (2.64)$$

где  $P_p$  – величина силы прижатия колодок к тормозному барабану разблокированного колеса.

Уменьшить значения  $P_{\text{бл}}$  на величину  $\Delta P$  предлагается снижением давления тормозной жидкости в рабочем тормозном цилиндре.

Устройство состоит (рис. 2.29) из обрезиненного ролика 1, соединенного с генератором 2, который в свою очередь связан с электромагнитным клапаном 3. Данное устройство крепится на рессоре 5 с помощью шарнирного устройства 6. Для того чтобы ролик совершал вращение без проскальзывания, предусмотрена пружина 4. При движении автомобиля, вращающееся колесо приводит в действие обрезиненный ролик

1 и связанный с ним генератор 2, который подает ток в катушку соленоида электроклапана 3.

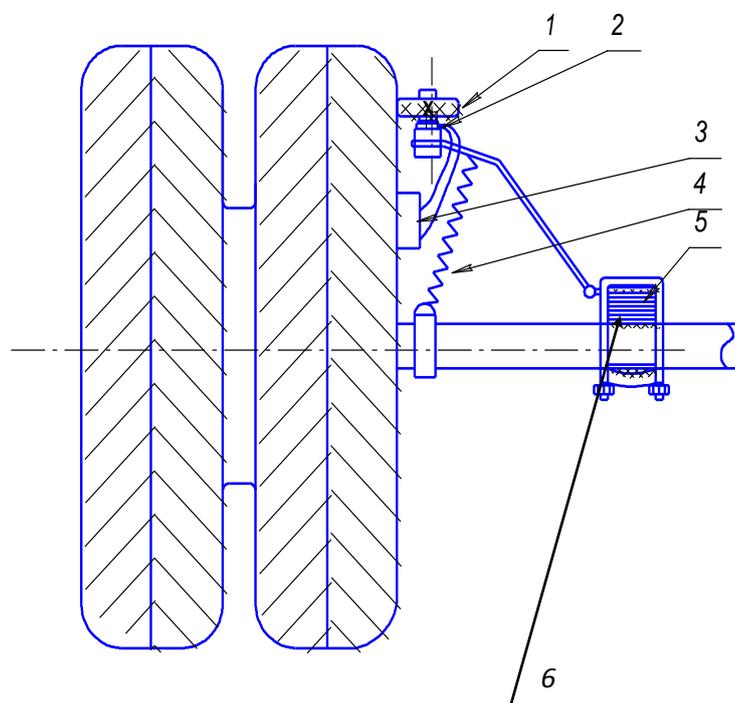


Рис. 2.29. Принципиальная схема расположения узлов и деталей АБС: 1 – обремененный ролик; 2 – генератор; 3 – электромагнитный клапан; 4 – пружина; 5 – рессора; 6 – шарнирное устройство

Антиблокировочная система работает следующим образом (рис. 2.30).

Когда торможение осуществляется без блокировки колеса, то тормозная жидкость поступает как обычно в тормозной цилиндр 5 колеса через трубопровод 7. При этом отверстие в сердечнике 6 соленоида расположено таким образом, что предотвращает прохождение тормозной жидкости в расширительную камеру (корпус цилиндра 15), так как на электроклапан 8 подается напряжение, связанное с вращением колеса. Обратный шариковый клапан 16 также закрывает путь тормозной жидкости. Когда колесо заблокировано, то с генератора на соленоид (электроклапан 8) напряжение не подается и, под действием пружины 10 сердечник соленоида 11 занимает место, при котором отверстие в сердечнике соленоида 18 располагается, как показано на рис. 2, делая возможным прохождение жидкости к корпусу цилиндра 15. В связи с тем, что для тормозной жидкости

открывается дополнительный объем в корпусе цилиндра 15, давление в тормозном цилиндре 5 начинает падать.

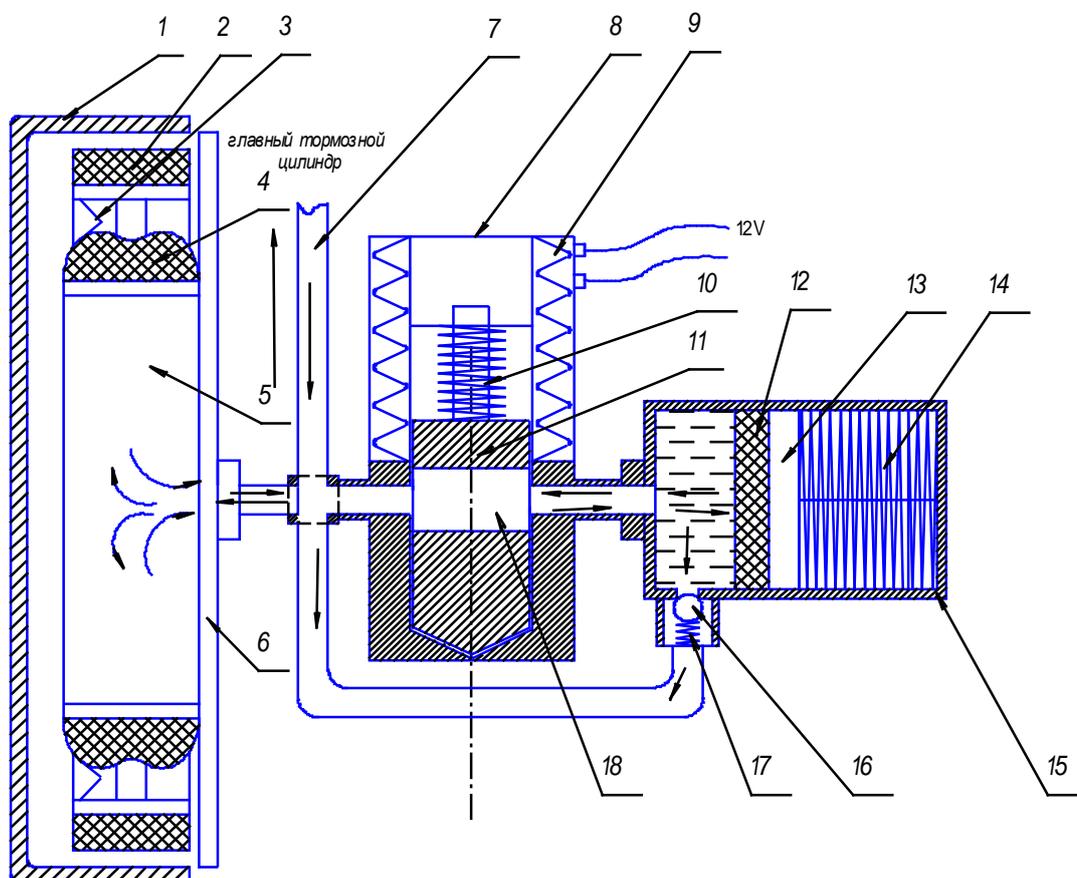


Рис. 2.30. Принципиальная схема работы ABS на различных режимах торможения: 1 – тормозной барабан; 2 – тормозная колодка; 3 – стяжная пружина; 4 – резиновый противопыльный колпачок; 5 – рабочий тормозной цилиндр колеса; 6 – щит; 7 – трубопроводы; 8 – корпус электроклапана; 9 – катушка электроклапана; 10 – пружина электроклапана; 11 – сердечник соленоида; 12 – резиновая манжета поршня; 13 – поршень; 14 – пружина; 15 – корпус цилиндра; 16 – обратный шариковый клапан; 17 – пружина обратного клапана; 18 – отверстие в сердечнике соленоида

Под действием стяжной пружины (пружин) 3 тормозная жидкость выходит из тормозного цилиндра 5, снижая давление тормозных колодок 2 на тормозной барабан, что позволяет разблокировать колесо. Избыток тормозной жидкости собирается в расширительной камере (корпусе цилиндра 15), преодолевая усилие пружины 14. Как только колесо начинает

вращаться, на соленоид (электроклапана 8) подается напряжение и электроклапан 8 перекрывает путь прохождения тормозной жидкости в расширительную камеру (корпус цилиндра 15), тем самым, повышая давление тормозной жидкости в тормозном цилиндре 5. Давление тормозных колодок на тормозной барабан также увеличивается. Если колесо снова окажется заблокированным, то указанный цикл повторится. Достаточно быстрое повторение циклов позволяет получить максимально возможное тормозное усилие в зоне контакта колеса с дорогой без блокировки колеса.

Если процесс торможения заканчивается, давление жидкости в тормозной системе снижается. Тогда под действием пружины 14 поршень 13 с резиновой манжетой 12 начинает выталкивать тормозную жидкость обратно в систему. При этом она будет выходить из расширительной камеры (корпуса цилиндра 15) двумя путями: через отверстие в сердечнике соленоида 18 и обратный шариковый клапан 16, преодолевая усилие пружины 17. Это позволит быстро освободить место в расширительной камере (корпусе цилиндра 15) для тормозной жидкости при новом процессе торможения.

С целью обоснования работы антиблокировочного устройства, вычисляем объем вытесняемой тормозной жидкости  $V_{\max}$  в одном рабочем цилиндре (например, переднего колеса автомобиля УАЗ-2206). Этот объем находим по формуле:

$$V_{\max} = \pi \cdot R_{\Pi}^2 \cdot H_{\Pi}, \quad (2.65)$$

где  $R_{\Pi}$  – радиус рабочего тормозного цилиндра передних колес, по данным завода-изготовителя диаметр рабочего цилиндра составляет 32 мм;  $H_{\Pi}$  – максимальный ход поршня ( $H_{\Pi} = 0,2 - 0,3$  см).

Общий объем двух рабочих тормозных цилиндров передних колес, связанных между собой трубопроводом, составит:

$$V_{0 \max} = 2(\pi \cdot R^2 \cdot H_{\Pi}). \quad (2.66)$$

Для того, чтобы разблокировать переднее (левое или правое) колесо, необходимо в определенный момент времени  $\Delta t$  с, снизить давление в обоих рабочих цилиндрах переднего колеса, как было показано выше.

Снижение давления достигается уменьшением объема тормозной жидкости в рабочих тормозных цилиндрах колеса. Этот «лишний» объем тормозной жидкости уходит в расширительную камеру, размеры которой будут зависеть от объема самой жидкости и количества циклов  $n_{ц}$  блокировки-разблокировки колеса за одно торможение. Тогда объем расширительной камеры  $V_{р.к.}$  найдется из выражения:

$$V_{р.к.} = V_{0 \max} \cdot n_{ц}. \quad (2.67)$$

С другой стороны  $V_{р.к.}$  можно определить следующим образом:

$$V_{р.к.} = \pi \cdot r_{прк}^2 \cdot H_{рк}, \quad (2.68)$$

где  $r_{прк}$  – радиус поршня расширительной камеры;  $H_{рк}$  – ход поршня расширительной камеры.

Таким образом, совместное решение уравнений (2.66), (2.67) и (2.68) позволит определить конструктивные размеры ( $r_{прк}$  и  $H_{рк}$ ) расширительной камеры. Если, например, задаться величиной  $H_{рк}$ , то радиус поршня расширительной камеры определится из уравнения:

$$r_{прк} = \sqrt{\frac{2R_{п} \cdot H_{п} \cdot n_{ц}}{H_{рк}}}. \quad (2.69)$$

Необходимо отметить, что для расчетов использовалась величина  $V_{0\max}$  для того, чтобы объем расширительной камеры был максимальным и обеспечивал работу АБС даже на поверхностях с минимальным коэффициентом сцепления (лед, укатанная снежная дорога и др.). При других более высоких значениях коэффициента сцепления, рассчитанный объем расширительной камеры будет более чем достаточным.

Для нормальной работы АБС необходимо знать соотношение усилий, которые связаны с давлением тормозной жидкости и жесткостью пружин, имеющих в колесе и предлагаемом устройстве.

Конструктивные особенности предлагаемой АБС могут иметь различные решения. Так, например, генератор, подающий напряжение от вращающегося колеса, может быть выполнен заодно с осью колеса и др. Данная АБС может использоваться и для дисковых тормозов. Кроме того, с некоторыми изменениями, возможно, ее использование в случае пневматического привода тормозного устройства.

Помимо буксования и потери устойчивости при торможении, вызванной блокировкой ведущих колес, гидроскольжение также представляет собой явление, служащее причиной снижения безопасности и ухудшения условий труда операторов мобильных колесных машин сельскохозяйственного назначения. В следующем разделе приведено обоснование устройства для предотвращения возникновения указанного явления.

## **2.5 Разработка автоматического устройства для предотвращения гидроскольжения автомобилей**

Как известно, при высоких скоростях движения снижаются сцепные свойства шин колесной машины, в частности автомобиля, на дорогах с твердым покрытием. Если же эти дороги находятся в увлажненном состоянии, движение колесной машины на больших скоростях становится опасным. В данных условиях велика вероятность возникновения такого явления, как гидроскольжение машины.

В настоящее время свыше 60 % дорожно-транспортных происшествий (ДТП) приходится на колесные машины – грузовые и легковые автомобили. Одним из действенных средств снижения числа ДТП является ограничение скорости движения машин на опасных участках дорог. Можно выделить два вида нормирования скорости:

- общее, при котором максимальная скорость движения колесных машин ограничивается независимо от дорожных и погодных-климатических

условий;

– местное, когда скорость движения ограничивается на отдельном участке дороги из-за факторов, неблагоприятно влияющих на безопасность движения.

Нормирование скорости по сцепным качествам покрытий носит местный характер и вводится на участках с повышенной скользкостью покрытий. В настоящее время регулирование скорости движения на таких участках осуществляется установкой предупреждающего знака «скользкая дорога». Однако этот знак не дает указаний о безопасном режиме движения. Следствием этого является либо неоправданно низкая, либо чрезмерно высокая скорость. В связи с этим для более четкой ориентации водителей и информирования их о конкретных требованиях к режиму движения знак «скользкая дорога» целесообразно дополнить информацией о предельно допустимой по условиям безопасности скорости движения.

Нормирование скорости в зависимости от сцепных качеств дорожных покрытий можно осуществлять по двум показателям: по величине коэффициента сцепления на мокрых дорогах и по величине скорости начала гидроскольжения.

Ограничение скорости по величине коэффициента сцепления вводится на дорогах любой технической категории, если сцепные качества покрытий не отвечают предъявляемым к ним требованиям. Предельно допустимая скорость может быть определена путем сопоставления изменения коэффициента сцепления на фактической 2 (рис. 2.31) и нормативной 3 кривых, принимаемых по нормативным документам. Необходимость сопоставления не отдельных значений коэффициента сцепления, а кривых функции  $\varphi_m = f(v)$  обусловлена влиянием макрошероховатости покрытий на величину указанного коэффициента.

Возможны три случая расположения фактической кривой  $\varphi_m = f(v)$  относительно нормативной. Фактическая кривая может либо пересекаться с нормативной, как показано на рис. 2.31, либо проходить выше или ниже ее в

рассматриваемом диапазоне скорости. Если фактическая кривая расположена выше нормативной – в рассматриваемом диапазоне скоростей введение ограничений на скоростной режим не требуется. Расположение ее ниже нормативной кривой означает, что во всем диапазоне скоростей покрытие не отвечает требованиям безопасности движения. В этом случае в качестве предела скорости на мокрых покрытиях можно принять 30 км/ч, так как при такой скорости даже гладкие покрытия обеспечивают значение коэффициента сцепления не меньше, чем шероховатые. В случае пересечения фактической кривой и нормативной предельно допускаемая скорость движения на мокрых покрытиях определяется абсциссой точки пересечения.

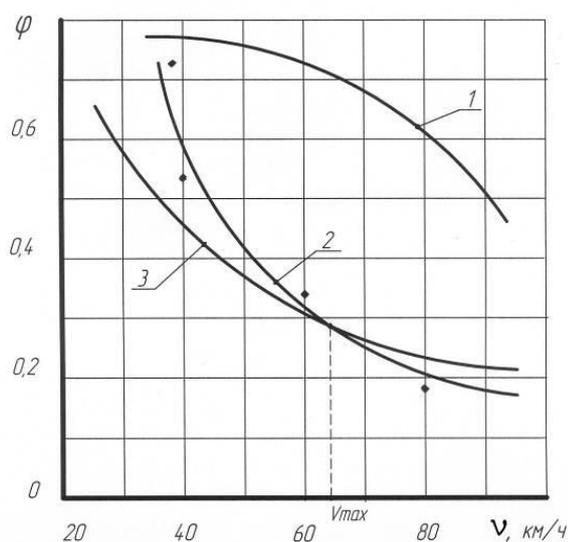


Рис. 2.31. График для определения предельно-допустимой по сцепным качествам поверхностей скорости движения: 1 – теоретическая кривая; 2 – фактическая; 3 – нормативная

Ограничение скорости по условиям гидроскольжения целесообразно применять только на дорогах высшей технической категории (обычно I или II) с шириной проезжей части не менее 7,5 м для одного направления движения и с разрешенной скоростью движения автомобилей до 90...110 км/ч и более. Предельно допускаемая скорость в данном случае может быть принята равной скорости начала гидроскольжения.

При гидроскольжении слой воды, находящийся в зоне контакта шины с дорожным покрытием, образует водяной клин, обладающий подъемной силой. На сухой дороге (рис. 2.32, а) продольный размер пятна контакта шины с покрытием составляет величину  $c$ . На мокрой дороге длина пятна контакта уменьшается на величину  $d$  из-за появления водяного клина (рисунок 2.32, б).

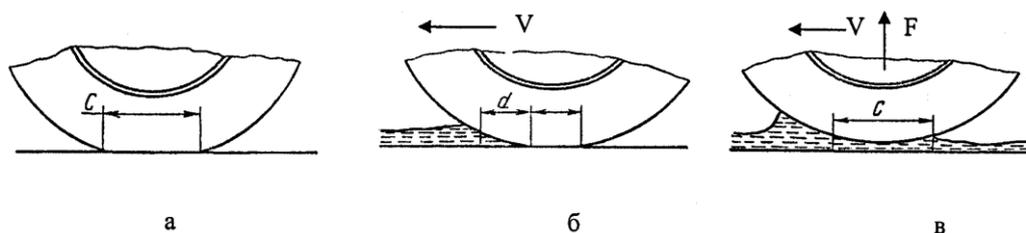


Рис. 2.32. Образование водяной подушки перед передними колесами автомобиля при гидроскольжении

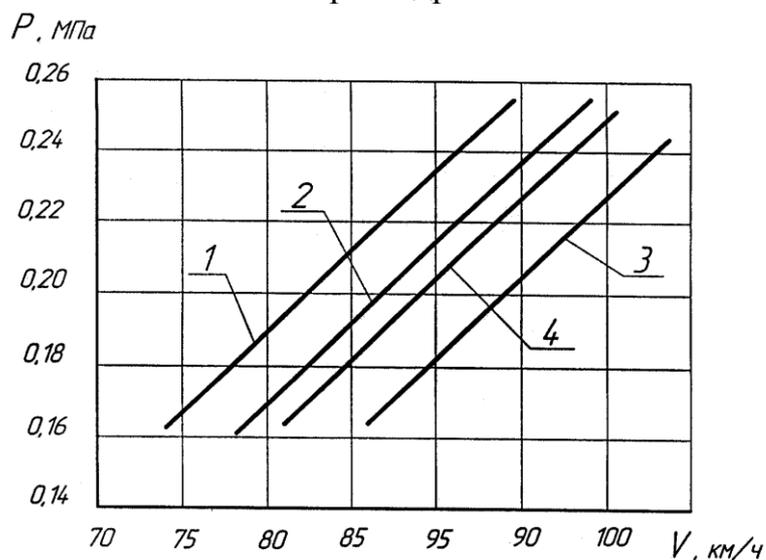


Рис. 2.33. Замедление вращения колеса при гидроскольжении автомобиля с изношенным рисунком протектора: 1 – при степени износа 10 %; 2 – при степени износа 32 %; 3 – при степени износа 60 %; 4 – расчетные данные (толщина слоя воды 0,01 м при нагрузке на колесо 3,6 кН)

С увеличением скорости движения колесной машины возникает сопротивление выдавливанию воды через канавки рисунка протектора и каналы шероховатости дороги. Преодоление данного сопротивления занимает определенное время. Следовательно, слой воды, скапливающийся под шиной, увеличивается по высоте, и стремится приподнять шину над поверхностью дороги (рис. 2.32, в). Беговая дорожка шины управляемых

колес теряет контакт с дорогой – колесо приподнимается над покрытием на несколько миллиметров и «забирается» на водяную подушку. Сцепление с дорогой исчезает, и колесо перестает вращаться (рис. 2.33). При этом вода постепенно выдавливается из-под колес назад и по бокам шины. При таком положении передние колеса не могут участвовать в торможении, а так же перестают подчиняться сигналам управления рулевого колеса, что значительно увеличивает вероятность возникновения ДТП.

При этом задние колеса, двигаясь по обезвоженной передними колесами дороге, в большинстве случаев сохраняют сцепление с дорожным покрытием, но общий коэффициент сцепления  $\varphi_{сц}$  с дорогой при этом заметно уменьшается ( $\varphi_{сц} = 0,4 \dots 0,8$ ), что не удовлетворяет требованиям безопасности движения, и вероятность аварии при гидроскольжении резко возрастает.

Прямые и косвенные последствия гидроскольжения представлены на рис. 2.34.

Эффект гидроскольжения начинает проявляться при толщине слоя воды 4...8 мм. Критическая скорость, при которой может начаться указанное явление, зависит не только от толщины слоя воды, но и качества поверхности дорожного покрытия и наличия на нем инородных тел, рисунка беговой дорожки шин, степени их износа, удельного давления в зоне контакта, радиуса колеса, давления воздуха в шинах и их жесткости, а так же степени загрязнения воды различными примесями.

Для предотвращения гидроскольжения и улучшения тормозных качеств автотранспорта, снабженного пневматическим или пневмогидравлическим приводом тормозной системы, предлагается устройство, позволяющее уменьшить эффект гидроскольжения путем подачи в область зоны контакта колеса с дорожным покрытием направленной струи воздуха под давлением, соответствующим давлению воздуха в ресиверах (рис. 2.35).

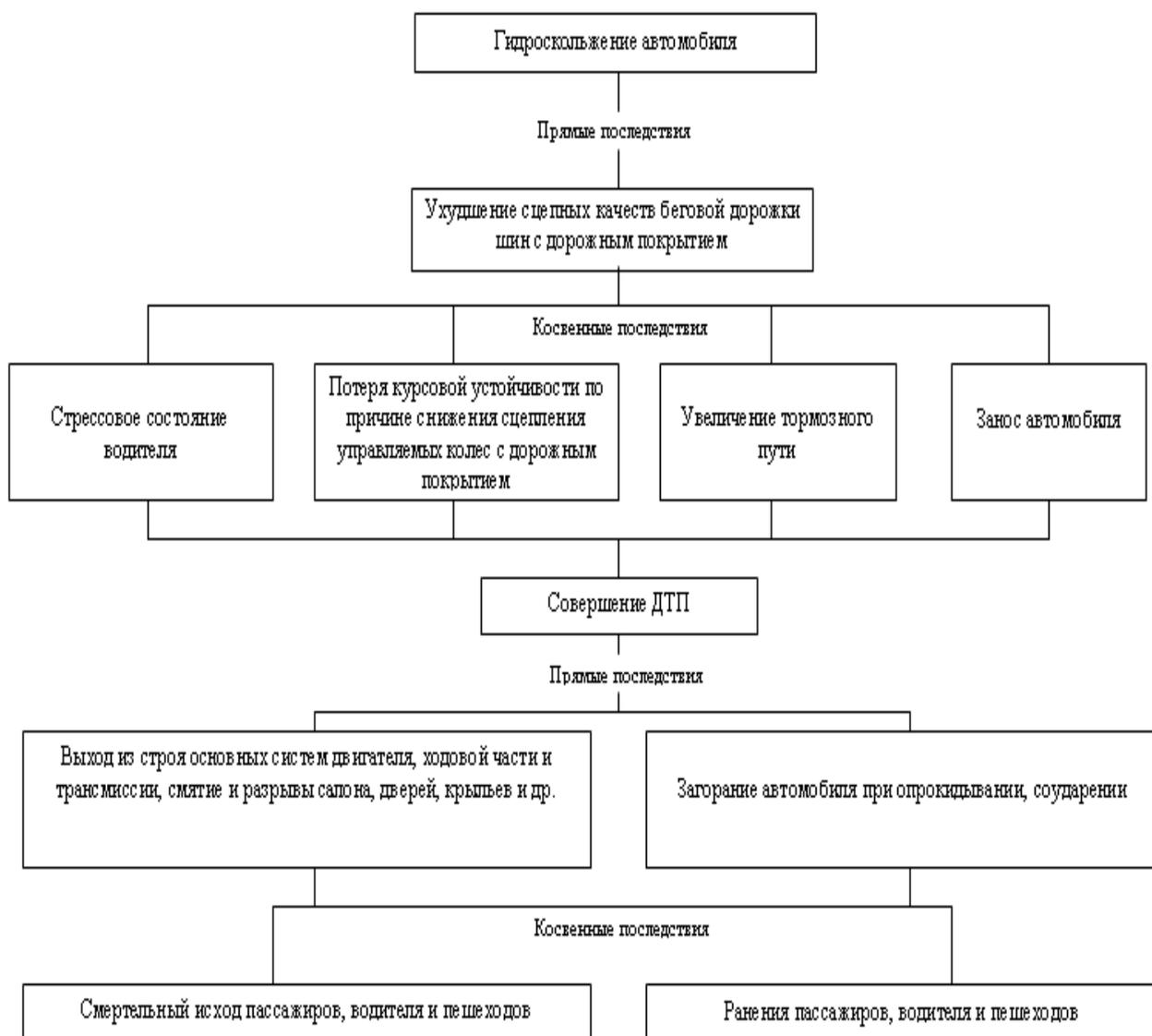


Рис. 2.34. Прямые и косвенные последствия гидроскольжения автомобиля

Струя воздуха, направленная перед ведомым колесом, разбивает образовавшуюся водяную клиновидную подушку, уменьшая толщину слоя воды и при этом увеличивая коэффициент сцепления  $\varphi_{сц}$  данного колеса с дорожным покрытием.

Устройство состоит из воздушного компрессора 1, ресиверов 2, главного тормозного крана 3, предохранительного клапана 4, крана электромагнитного управления 5, воздухопроводов 6, шлангов 7, сопел 8, четырех индуктивных измерителей угловых скоростей 9 (по одному на каждое колесо) и сравнителя угловых скоростей с исполнительным

механизмом 10.

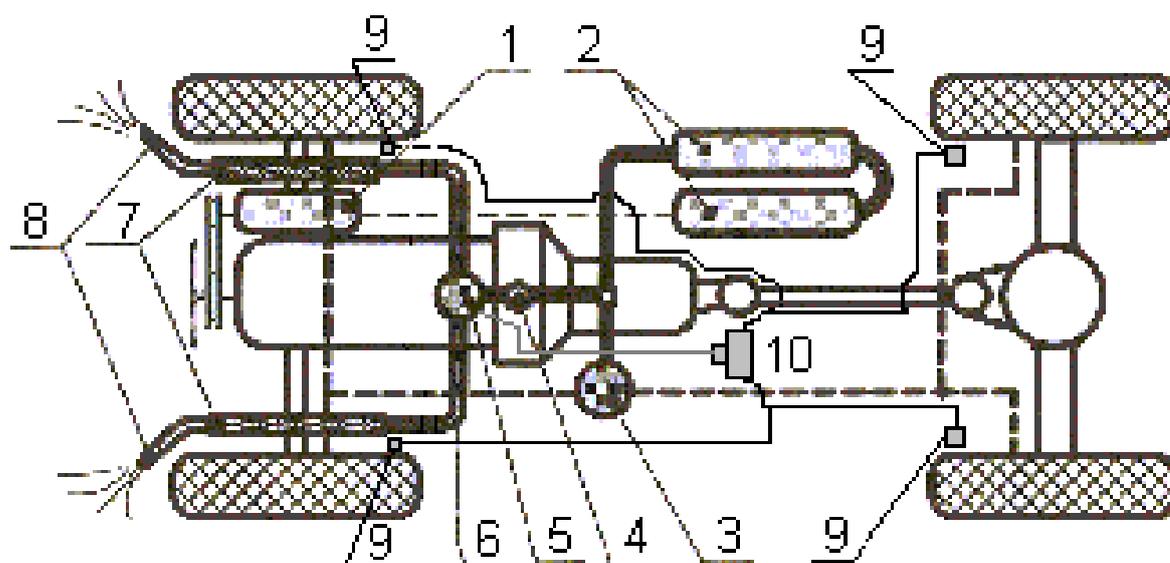


Рис. 2.35. Принципиальная схема устройства для предотвращения гидроскольжения:

1 – компрессор; 2 – ресиверы; 3 – главный тормозной кран; 4 – предохранительный клапан; 5 – кран электромагнитного управления; 6 – воздухопроводы; 7 – гибкие шланги; 8 – сопла; 9 – индуктивные датчики угловых скоростей колес; 10 – сравнитель угловых скоростей с исполнительным механизмом

Устройство работает следующим образом. В обычном режиме компрессор 1 постоянно поддерживает в тормозной системе рабочее давление воздуха  $P_p$ . При въезде автомобиля на опасный участок дороги, покрытый водой, начинается гидроскольжение передних колес, и индуктивные датчики 9 подают сигналы на сравнитель угловых скоростей 10. Сравнитель угловых скоростей начинает функционировать тогда, когда неравенство угловых скоростей передних (управляемых) и задних (ведущих) колес достигает определенного предела. Этот предел можно выразить следующим равенством:

$$\omega_{\text{п}} = \omega_{\text{з}} \cdot \alpha, \quad (2.70)$$

где  $\omega_{\text{з}}$  – угловая скорость задних (ведущих) колес, рад/с;  $\omega_{\text{п}}$  – угловая скорость передних (управляемых) колес, рад/с;  $\alpha$  – коэффициент снижения угловой скорости колеса:  $\alpha = 0 \dots 1$ .

При  $\alpha = 0,8 \dots 0,9$  сравнитель угловых скоростей не функционирует из-за небольшой потери угловой скорости ведомых колес. При  $\alpha = 0,8 \dots 0,9$  коэффициент сцепления фсц снижается на сравнительно малую величину, при этом потери контакта беговой дорожки шины и поверхности качения не наблюдается. Значительное снижение угловой скорости ведомых колес при  $\alpha = 0 \dots 0,7$  происходит за счет уменьшения коэффициента сцепления и глиссирования автомобиля.

При  $\omega_3 = \omega_n$  – сравнитель угловых скоростей не функционирует.

При  $\omega_n < \omega_3$  исполнительный механизм сравнителя угловых скоростей открывает через кран электромагнитного управления 5 доступ воздуха из ресивера 2 к соплам 8 управляемых колес. Воздух под давлением, проходя через сопла, разрушает водяную пленку (водяной клин) и беговые дорожки шин управляемых колес вновь непосредственно контактируют с поверхностью дороги, тем самым, обеспечивая достаточное сцепление в месте контакта. Угловая скорость управляемых колес становится равной угловой скорости ведущих и сравнитель угловой скорости отключается. Электроклапан закрывается и истечение сжатого воздуха из ресивера прекращается.

Предлагаемое устройство позволяет предотвратить гидроскольжение мобильных колесных машин и, тем самым, снизить количество ДТП и тяжесть их последствий.

С целью теоретического обоснования параметров разработанного устройства рассмотрим возможность разрушения слоя воды с покрытия автодорог плоской струей воздуха, направленной под углом  $\alpha$  к горизонтальной поверхности. После удара о плоскость воды на дороге струя разветвляется на два потока, после чего ее нужно рассматривать уже не как свободную, а как полуограниченную. Это означает, что в приземной части струи возникает так называемый пристенный пограничный слой. Примем в первом приближении, что высота этого пограничного слоя ( $H$ ) равна высоте

слоя жидкости от земли до оси струи. Эта высота представляет собой проекцию на вертикаль полуширины струи в точке разветвления потока, находящегося на расстоянии  $X_{уд}$  от сопла воздухораспределителя. Полуширину струи принимаем  $b = 0,27 X_{уд}$ , тогда:

$$H = 0,27 X_{уд} \cos \alpha. \quad (2.71)$$

Скорость потока в слое изменяется от  $U_z = 0$  у земли ( $Z = 0$ ) до  $U_{max}$  на оси струи ( $Z = H$ ). Закон, приближенно описывающий распределение скоростей  $U_z$  во всей области  $0 \leq Z \leq H$  можно записать в следующей форме:

$$U_z = U_{max} \left( \frac{Z}{H} \right)^{1/12}, \quad (2.72)$$

где  $Z$  – расстояние от земли;  $U_{max}$  – скорость воздуха на оси струи.

Таким образом, на слой воды воздействует поток со значительным градиентом скорости ( $dU_z / dZ$ ). Вследствие этого частица воды будет иметь несимметричное обтекание, что приведет к возникновению подъемной силы  $F_{под}$ , которая для частиц шаровой формы может быть выражена с помощью уравнения Бернулли:

$$dF_{под} = \frac{1}{2} \rho_v (U_{z_1}^2 - U_{z_2}^2) dS, \quad (2.73)$$

где  $\rho_v$  – плотность воздуха;  $U_{z_1}, U_{z_2}$  – скорость воздушного потока соответственно у нижней и верхней кромки слоя жидкости;  $S$  – площадь поверхности частицы жидкости, м.

С учетом зависимости (2.72) и после интегрирования уравнения (2.73) получим выражение для определения подъемной силы:

$$F_{под} = 0,13 \rho_v U_{max}^2 \pi R^2 \left( \frac{2R}{H} \right)^{1/6}, \quad (2.74)$$

где  $R$  – радиус слоя жидкости.

Условие, при котором возможен отрыв от земли и разрушение слоя жидкости:

$$F_{под} \geq F_{ад} + P, \quad (2.75)$$

где  $F_{ад}$  – сила адгезии;  $P$  – вес частицы слоя жидкости.

$$P = \frac{4}{3} \pi R^3 g \rho_{\text{ж}}, \quad (2.76)$$

где  $\rho_{\text{ж}}$  – плотность жидкости.

Аналитическое выражение силы адгезии не представляется возможным. Она может быть определена экспериментально. При этом, как свидетельствуют результаты исследований, силы адгезии частиц воды малы, по сравнению с весом частиц, поэтому ими можно пренебречь ( $F_{ад} = 0$ ).

Приравнявая равенство (2.74) к формуле (2.75), определим критическое значение скорости  $U_{\text{max}}$  на оси струи, при котором водная частица оторвется и унесется от поверхности земли:

$$U_{\text{max}}^{\text{кр}} = \sqrt{\frac{4Rg\rho_{\text{ж}}}{(3 \cdot 0,13\rho_{\text{в}})} \left(\frac{H}{2R}\right)^{1/12}}. \quad (2.77)$$

В дальнейшем определяем начальную скорость струи  $U_{0\text{кр}}$ , необходимую для разбивания слоя воды, а также ширину щели  $\delta$  насадка. Для этого используем выражение для осевой скорости  $U_{\text{max}}^{\text{кр}}$  через начальную  $U_0^{\text{кр}}$  и ширину  $\delta$ , которое с учетом всех поправочных коэффициентов примет следующий вид:

$$U_{\text{max}}^{\text{кр}} = \frac{0,97 \cdot U_0^{\text{кр}} \cdot \sqrt{\delta}}{\sqrt{0,12(X_{\text{уд}} - 5,15 \cdot \delta)}}. \quad (2.78)$$

При этом расход воздуха равен:

$$Q = U_0^{\text{кр}} \cdot \ell \cdot \delta, \quad (2.79)$$

где  $\ell$  – длина щели воздухораспределителя.

На рис. 2.36 показана теоретическая кривая  $\delta = f(U_0^{\text{кр}})$ , построенная на основании уравнений (2.78) и (2.79). С уменьшением ширины щели насадка  $\delta$  начальная скорость струи воздуха  $U_0^{\text{кр}}$  увеличивается.

Таким образом, выполненные анализ конструкции устройства, снижающего эффект гидроскольжения, теоретические расчеты системы

сдува частиц воды, позволили обосновать конструкцию предложенного устройства, предотвращающего гидроскольжение мобильной колесной машины.

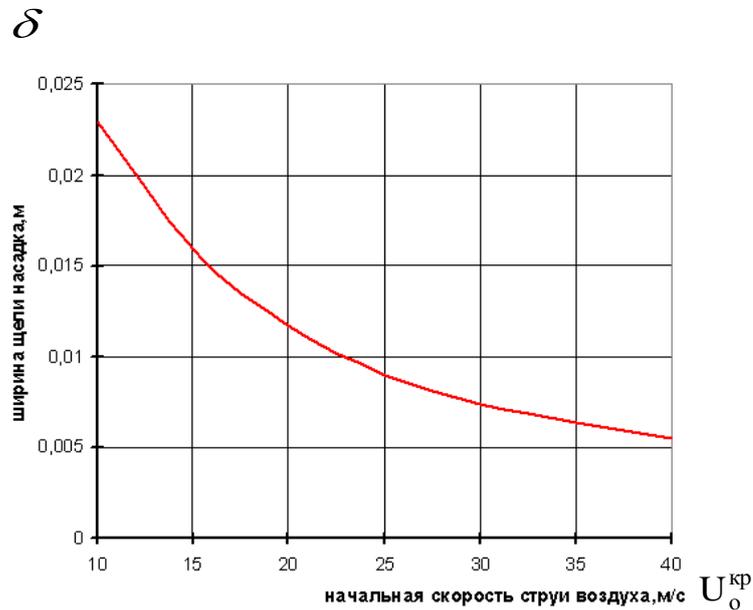


Рис. 2.36. Теоретическая зависимость начальной скорости струи воздуха  $U_0^{кр}$  от ширины щели насадка  $\delta$

Наряду с явлением гидроскольжения, значительное влияние на вероятность заносов и опрокидываний колесных машин оказывают отклонения давления воздуха в пневматических шинах от нормальных значений. Ниже приведено обоснование автоматического устройства для поддержания нормального давления воздуха в шинах колесных транспортных и технологических машин.

## 2.6 Разработка автоматического устройства для поддержания норм давления воздуха в пневматических шинах

Движение колесных машин осуществляется за счет взаимодействия пневматического колесного движителя с опорной поверхностью. Это взаимодействие вызывает значительные энергетические потери, характеризующие динамику и экономичность машины.

Следует отметить, что пневматические шины и колеса являются весьма

ответственной и дорогостоящей частью колесной машины.

Установлено, что до 25 % пневматических шин преждевременно выходят из строя (из них 90 % из-за нарушения норм давления воздуха в шинах). При этом происходит перегрев, расслоение тканей корда, локальные вздутия, трещины и т. п. Около 95...98 % всех колесных машин (автомобили тракторы, прицепы, комбайны и др.) работают с отклонением от рекомендуемых норм давления воздуха в шинах (отклонение составляет от 15 до 60 % от нормы). Заводами-изготовителями рекомендуется допускать отклонение давления воздуха от нормы:

- для легковых автомобилей – не более  $0,1 \text{ кг/см}^2$  ( $0,01 \text{ МПа}$ );
- для грузовых автомобилей и тракторов – не более  $0,2 \text{ кг/см}^2$ ;
- снижение давления в шинах на  $0,5 \text{ кг/см}^2$  увеличивает расход топлива на 4,5 %, а до  $1,0 \text{ кг/см}^2$  – на 10...12 % (на твердых дорогах).

В жаркое время года, при движении быстроходных транспортных средств по твердой неровной дороге, давление в шинах повышается за счет нагретого воздуха и превышения могут достигать  $1,0...1,2 \text{ кг/см}^2$ . Это приводит к ухудшению тормозной динамики машин за счет повышения удельного давления в месте контакта шины с дорогой, локальному повышенному износу беговой дорожки шины при интенсивном разгоне и торможении, большой просадке и поломке рессор и др. Площадь контакта шины с поверхностью качения уменьшается, что приводит к снижению проходимости автомобилей на поверхностях с малой несущей способностью и повышает их склонность к заносам на скользких дорогах (рис. 2.37).

Отмеченное выше дает основание сделать заключение, что при пониженном и повышенном давлениях воздуха в пневматических шинах динамические и экономические качества машин значительно снижаются, что приводит к повышению себестоимости транспортных перевозок и вероятности возникновения дорожно-транспортных происшествий (ДТП).

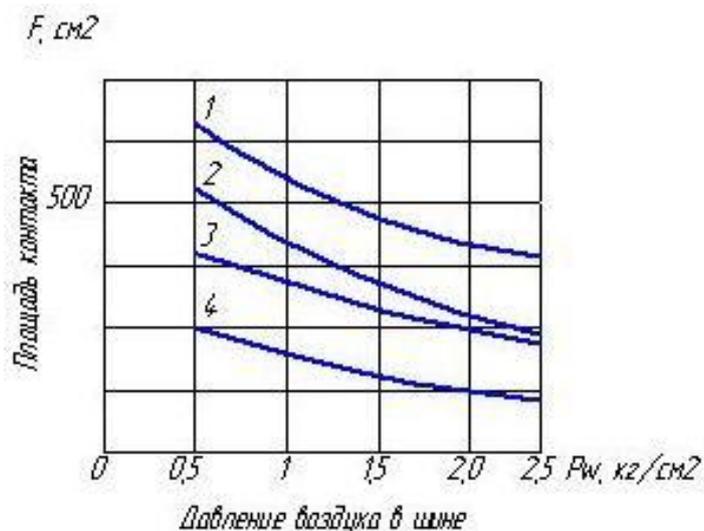


Рис. 2.37. Зависимость площади контакта ( $F$ ) от давления воздуха в шине ( $P_w$ ): 1 –  $G_k = 3000$  кг; 2 –  $G_k = 2000$  кг; 3 –  $G_k = 1500$  кг; 4 –  $G_k = 1000$  кг

Проверка давления воздуха в шине должна производиться: для легковых автомобилей – один раз в 3...5 дней, для грузовых – один раз в 8...10 дней.

Однако статистика показывает, что проверка известными приборами для всех типов машин проводится не чаще одного раза в 20...30 дней. В остальном же она осуществляется визуально по смятию покрышки или нажатием «монтировки на боковину шины». Однако эти способы весьма неточны.

Часто, езда со сниженным давлением происходит довольно длительное время, средний пробег может достигать 2000 километров. Сниженное давление в одном из ведущих колес приводит к изменению среднего радиуса колеса и к постоянной работе дифференциала, что приводит к преждевременному износу деталей этого механизма. Кроме этого, изменение радиуса колес снижает тормозные качества машин, что вызывает заносы, опрокидывания, изменение траектории прямолинейного движения и поворотов.

Учитывая все вышеизложенное, нами предлагается автоматическое устройство для поддержания нормального давления воздуха в шинах колесных транспортных и технологических машин.

Устройство включает в себя (рис. 2.38): баллон высокого давления 1 (газ высокого давления), заправочный вентиль с клапаном 2, редуктор высокого давления 3, замковое устройство 4.

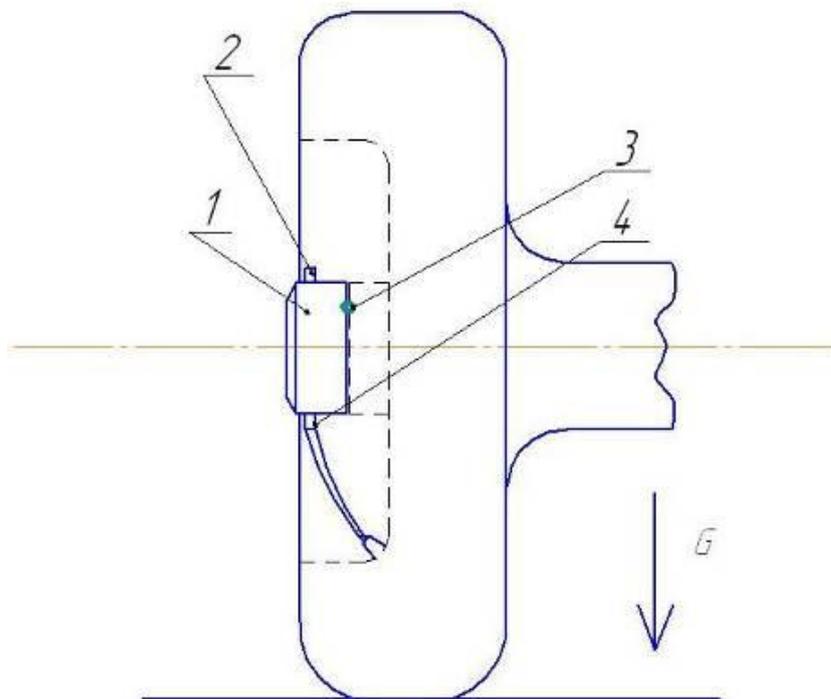


Рис. 2.38. Общий вид автоматического устройства для поддержания нормального давления воздуха в пневматических шинах: 1 – баллон высокого давления; 2 – заправочный вентиль с клапаном; 3 – замковое устройство; 4 – редуктор высокого давления

Баллон высокого давления служит емкостью для газа высокого давления, который поступает в пневматическую шину при понижении нормального давления воздуха в ней. Он может иметь различную конструкцию и конфигурацию (капсула, тор и др.) и крепиться различными способами к диску колеса.

Заправочный вентиль с клапаном служит для заправки баллона высокого давления азотом. Редуктор высокого давления (рис. 2.39) является механизмом перепуска газа из баллона высокого давления через газопровод (воздухопровод) в пневматическую шину при пониженном давлении в ней воздуха. Выпускной клапан с пружиной позволяет снижать до нормы давление воздуха в шине при его превышении.

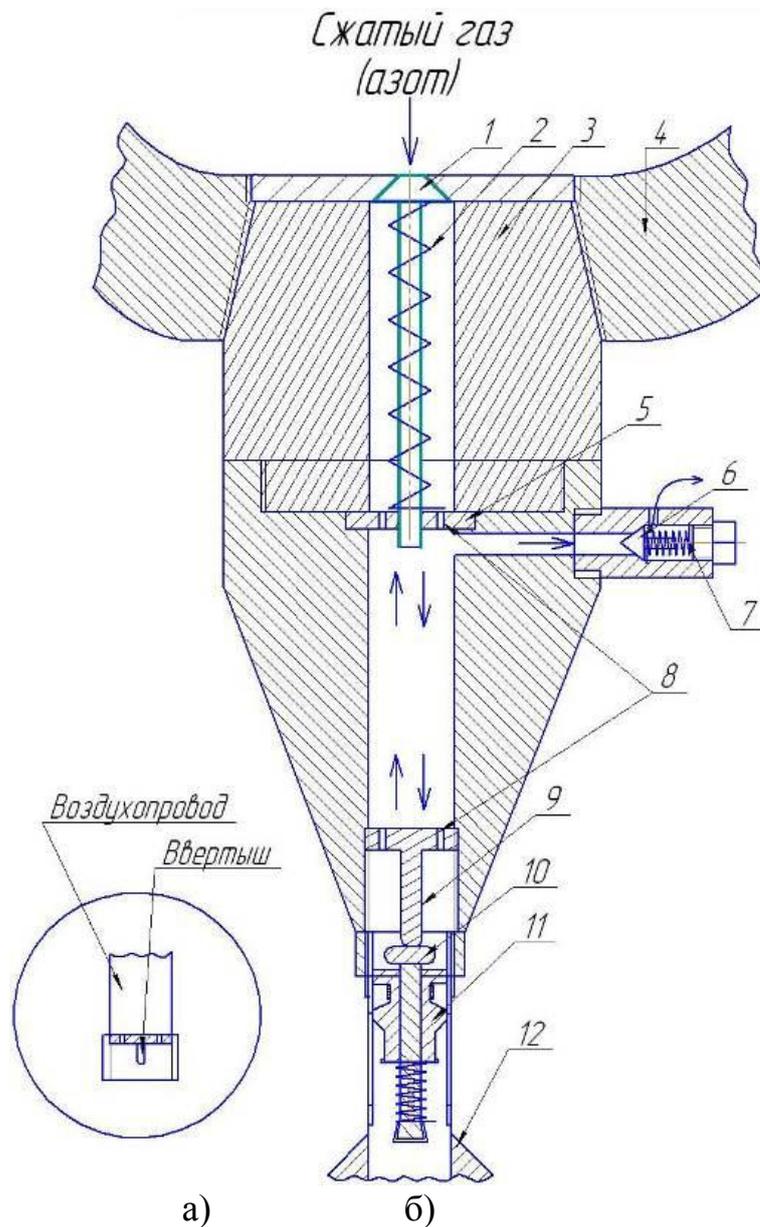


Рис. 2.39. Редуктор высокого давления: а – промежуточное звено (воздуховод); б – принципиальная схема (разрез): 1 – конусный клапан; 2 – пружина клапана; 3 – верхняя часть редуктора высокого давления; 4 – стенка корпуса баллона высокого давления; 5 – ограничитель пружины с отверстиями для газа; 6 – клапан выпуска избыточного давления воздуха; 7 – пружина клапана выпуска избыточного давления воздуха; 8 – отверстия для воздуха; 9 – толкатель; 10 – головка золотника; 11 – золотник; 12 – вентиль

При пониженном давлении воздуха в шине конусный клапан 1, преодолевая сопротивление пружины 2, опускается вниз. При этом он открывает отверстие общего колодца. Газ высокого давления, попадая в общий колодец, проходит через золотник 11 и, расширяясь, заполняет объем

камеры пневматической шины. После того, как давление воздуха в пневматической шине приходит в норму, клапан закрывается.

При превышенном давлении воздуха в шине выше нормы выпускной клапан б открывается, стравливая «лишний» воздух до нормального давления. В случае динамических ударов шины, или при смещении центра тяжести на склонах, поворотах, торможении в шине может нарастать мгновенное повышение давления. В этом случае система может работать в автоматическом режиме последовательно: после выпуска через выпускной клапан, открывается клапан высокого давления, уравнивая давления в пневматической шине и в баллоне высокого давления.

Соединение нижней части редуктора высокого давления может быть как на рисунке 2.39 б, или промежуточным звеном (рис. 2.39 а). При этом толкатель 9 располагается в нижней части воздуховода.

Баллоны высокого давления могут изготавливаться заводами-изготовителями в массовом масштабе для различных транспортных средств. Они конструктивно могут быть выполнены в полости диска колеса, его спицах и др.

Заправка этих баллонов может осуществляться на специальных заправочных станциях, шиномонтажных участках, станциях технического обслуживания (СТО), в автохозяйствах.

Теоретическое обоснование автоматического устройства для поддержания нормы давления в пневматической шине сводится к обоснованию параметров и режимов работы наиболее важных ее систем и механизмов. Рассмотрим некоторые из них (например – давление в шине, отношение объема сжатого в баллоне азота к объему, занимаемому им в шине).

Для определения нормального давления в шине в зависимости от особенностей ее конструкции используется ряд геометрически «подобных» шин (рис. 2.40).

Нормальное давление внутри шины может быть определено по

формуле:

$$P = k \cdot \frac{\frac{B}{D} \cdot \frac{f}{B}}{\pi \cdot \sqrt{2\chi} \left[ \left( \frac{f}{B} \right)^2 - k \cdot a \right]}, \quad (2.80)$$

где  $f$  – прогиб шины, мм;  $B$  – ширина профиля шины, мм;  $D$  – наружный диаметр шины;  $a$  – коэффициент, имеющий для данного типа шины постоянную величину;  $k$  – коэффициент пропорциональности ( $k = \frac{G_K}{B^2}$ , где  $G_K$  – нагрузка на шину);  $\chi$  – отношение радиуса кривизны протектора  $R$  к наружному диаметру шины  $D$  (для грузовых машин принимают  $\chi = 0,18 \dots 0,23$ ).

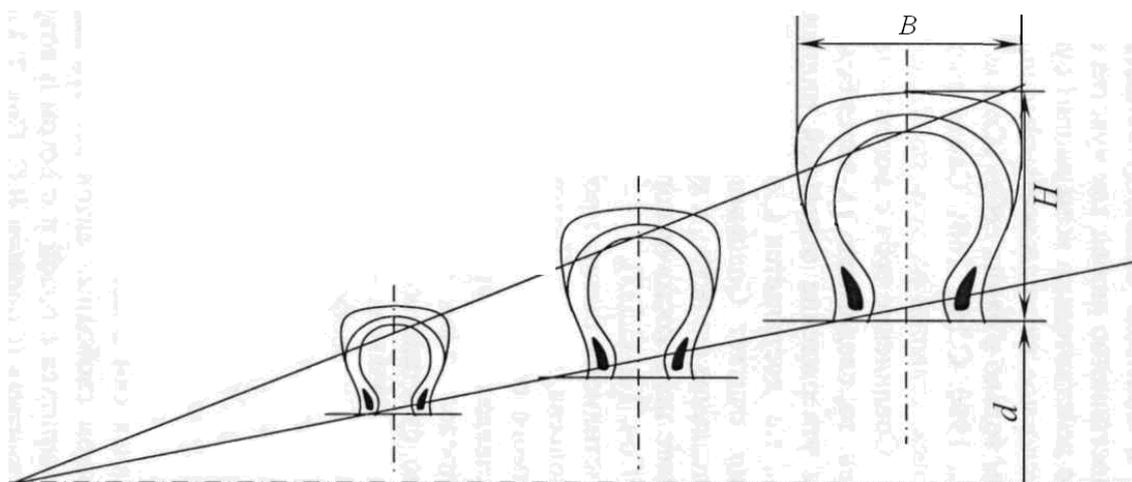


Рис. 2.40. Ряд геометрически «подобных» шин

Это давление складывается из давлений, находящегося в шине закачанного воздуха  $P_b$  и подаваемого редуктором азота (по закону Дальтона):

$$P = P_b + P_N. \quad (2.81)$$

Давление газообразного азота  $P_N$  можно определить по формуле Клапейрона-Менделеева:

$$P_N = \frac{m \cdot R \cdot T}{\mu \cdot V}, \quad (2.82)$$

где  $V$  – объем шины,  $m^3$ ;  $m$  – масса азота, кг;  $R$  – универсальная газовая

постоянная;  $\mu$  – молярная масса азота;  $T$  – температура, К.

Массу газообразного азота можно рассчитать по уравнению  $m = \rho_0 \cdot V_0$ , в котором  $\rho_0$  – плотность азота, кг/см<sup>3</sup>,  $V_0$  – объем, занимаемый азотом, м<sup>3</sup>.

Тогда, давление азота будет равно:

$$P_N = \frac{\rho_0 \cdot V_0 \cdot R \cdot T}{\mu \cdot V}. \quad (2.83)$$

Для приближенной оценки объема шины может служить формула объема тора (рис. 2.41):  $V = \pi^2 \cdot D \cdot d^2/4$ .

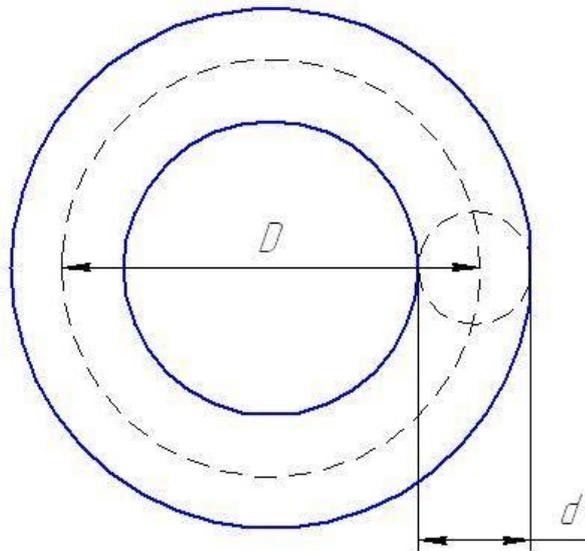


Рис. 2.41. Схема для определения объема тора

Объединив формулы (2.81), (2.82) и (2.83), получим, что:

$$P_b + \frac{\rho_0 \cdot V_0 \cdot R \cdot T}{\mu \cdot V} = k \cdot \frac{\frac{B}{D} \cdot \frac{f}{B}}{\pi \sqrt{2\chi \cdot \left[ \left( \frac{f}{B} \right)^2 - k \cdot a \right]}}. \quad (2.84)$$

Тогда отношение объема сжатого в баллоне азота к объему, занимаемому им в шине, будет определяться следующим образом:

$$\frac{V_0}{V} = \frac{\mu}{\rho_0 \cdot R \cdot T} \cdot \left\{ k \cdot \frac{\frac{B}{D} \cdot \frac{f}{B}}{\pi \sqrt{2\chi \cdot \left[ \left( \frac{f}{B} \right)^2 - k \cdot a \right]}} - P_b \right\}. \quad (2.85)$$

Формула (2.85) позволяет приближенно оценить отношение  $\frac{V_0}{V}$ .

Повысить точность оценки данного отношения можно, если учесть изменения объема шины при ее деформации.

## **2.7 Разработка устройства для вывешивания колес автомобиля, застрявшего в глубокой колее**

При попадании колес автомобиля в глубокую колею управляемый и ведущий мосты «врезаются» в грунт, и движение становится невозможным. Требуется значительное время, чтобы выехать из этой колеи, затрачивая при этом много сил и энергии. Иногда, при отсутствии подручных средств, выезд машины из колеи возможен только с помощью другого транспортного средства (трактора, тягача и др.). Зачастую, оператору мобильной колесной машины приходится преодолевать пешком расстояние в 15...20 км для того, чтобы найти необходимый тягач. На это уходит достаточно много времени. К тому же операция «вытаскивания» машины с помощью тягача и троса в определенной степени травмоопасна, особенно при обрыве троса. Вывешивание колес с помощью домкратов с целью подложить под колеса подручные средства (хворост, ветки, стволы деревьев, камни и др.) весьма трудоемко и небезопасно. Опасность заключается в том, что грунт, на который устанавливается домкрат, в основном имеет большую осадку, и, вследствие этого, машина может сорваться с последнего и травмировать оператора или другое лицо, участвующее в данной операции. Кроме этого,

водитель, находясь под машиной, испытывает большой дискомфорт из-за присутствия грязи, воды, ветра и низкой температуры в холодное время года.

С учетом вышеизложенного, предлагается несложное приспособление для вывешивания колес застрявшего автомобиля.

Оно может быть принципиально представлено двумя вариантами.

Первый вариант включает в себя: бачок для масла 9, маслопровод 10, шестеренчатый масляный насос (НШ) 3, шкив привода масляного насоса 4, приводной ремень 5, масляные краны (золотники) 15, силовые цилиндры 11 (рис. 2.42 и рис. 2.43).

Порядок работы предлагаемого приспособления заключается в следующем.

При застревании автомобиля в глубокой колее водитель надевает приводной ремень 5 на шкив масляного насоса (НШ) 4 и второй ручей шкива генератора 6. Ременный привод масляного насоса (НШ) 5 может осуществляться от второго ручья шкива коленчатого вала 1.

С целью вывешивания колеса устанавливают один из силовых цилиндров 11 на деревянную прокладку, заводят двигатель 7 и, нажатием кнопки, открывают электроклапан 19. Масло под давлением из масляного насоса (НШ) 3 поступает в силовой гидроцилиндр 11 и поднимает колесо 12. После этого электроклапан 19 закрывается, фиксируя поднятое колесо 12. Водитель выключает двигатель и подкладывает под колесо подручный материал (камни, булыжники, хворост, стволы деревьев и др.). Если есть необходимость, то может быть вывешено и другое колесо или два колеса одновременно (мост).

Подложив подручный материал, водитель открывает электроклапан 19 и устанавливает силовой цилиндр 11 в транспортное положение. После этого он пробует выехать из колеи. Выехав из колеи на твердый грунт, водитель, остановив двигатель 7, снимает ремень привода масляного насоса (НШ) 5 (первый вариант).

При открытии электроклапана 19 масло, под действием весовой нагрузки переднего или заднего моста, стекает из силовых цилиндров 11 в бачок для масла 9, минуя масляный насос (НШ) 3.

Вместо ременного привода (второй вариант) (рис. 2.44) можно использовать стартер 18, работающий в режиме электродвигателя. Масляный насос (НШ) 3 соединяется с электродвигателем 18 посредством предохранительной муфты 17. Это необходимо для предотвращения выхода из строя электродвигателя (стартера) от больших крутящих моментов (заедание подшипников, заклинивание шестерен насоса и т.д.).

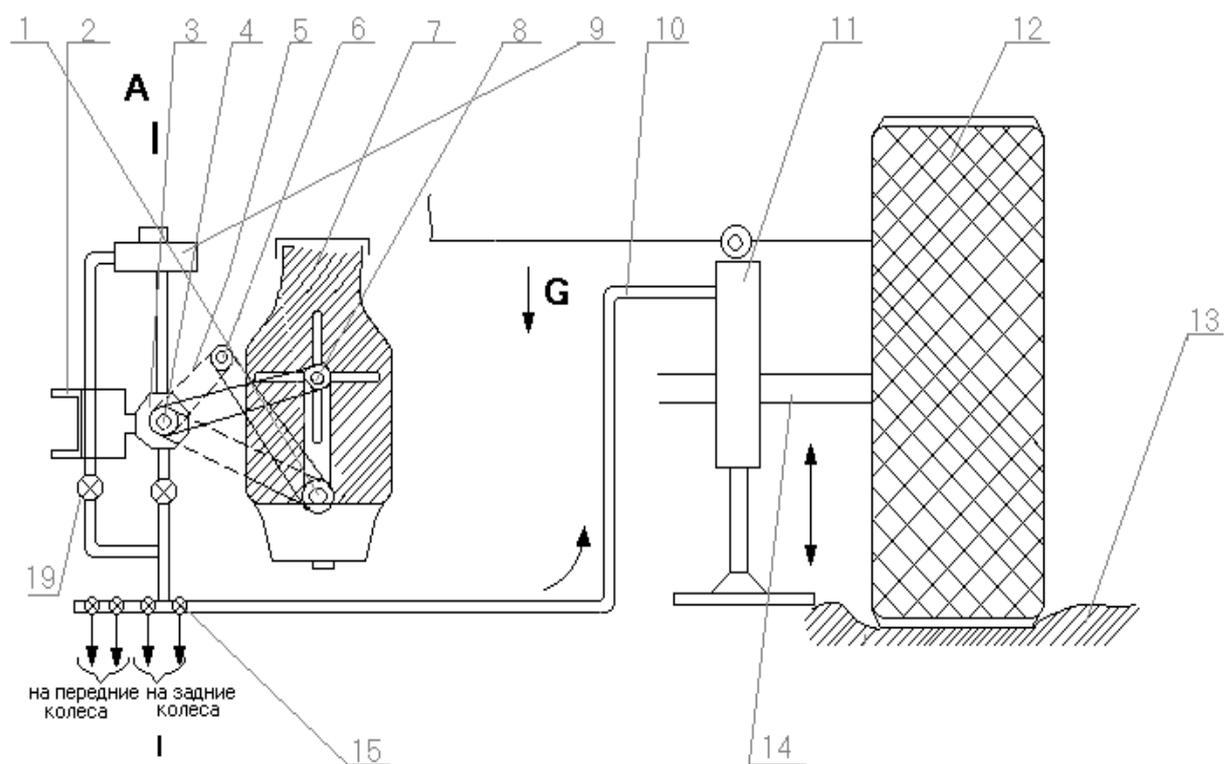


Рис. 2.42. Принципиальная схема приспособления для вывешивания колес застрявшего автомобиля: 1-шкив коленвала, 2-рама автомобиля, 3-масляный насос НШ, 4-шкив привода масляного насоса НШ, 5-ремень привода шкива насоса НШ, 6-шкив генератора, 7-двигатель, 8-шкив привода крыльчатки вентилятора, 9-бачок для масла, 10-маслопровод, 11-силовой цилиндр, 12-колесо, 13-грунт, 14-ведомый и ведущий мосты, 15-масляные краны (золотники), 16-кузов автомобиля, 19-электроклапаны

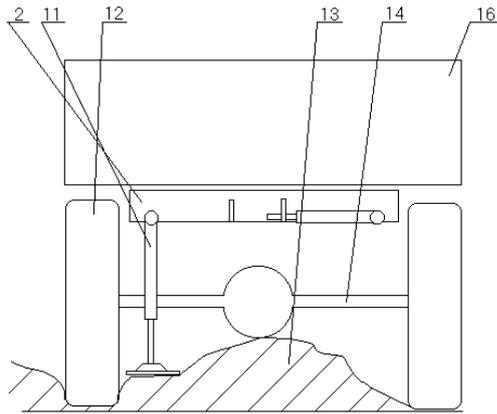


Рис. 2.43. Принципиальная схема приспособления для вывешивания колес застрявшего автомобиля (вид сзади)

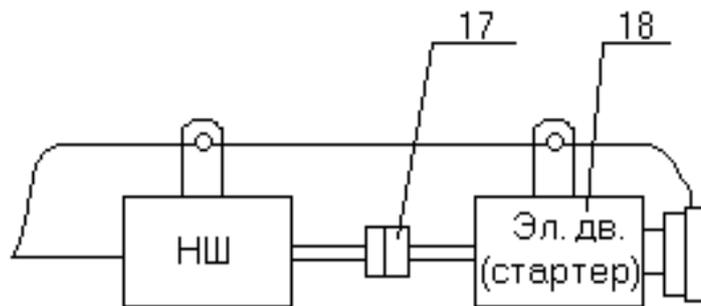


Рис. 2.44. Принципиальная схема привода масляного насоса от электродвигателя

Кроме этого, муфта может служить для смягчения виброударов и устранения несоосности между электродвигателем и масляным насосом (НШ).

Выбор типа насоса производится следующим образом. Напор масла в сети представляет собой сумму напоров: статического и динамического, равного гидравлическому сопротивлению сети. Работа насоса определяется по формуле:

$$H_c = H_{ст} + R_1 + R_2, \quad (2.86)$$

где  $H_{ст}$  – статический напор;  $R_1, R_2$  – гидравлические сопротивления участков трубопроводов.

Для характеристики сети применяется графическая зависимость напора, расходуемого в сети  $H_c$  от расхода сети  $Q$  (рис. 2.45 а).

Выбор насоса для работы на заданную сеть трубопроводов производится по требуемой подаче, напору, температуре и плотности жидкости с учетом особых ее свойств (вязкости, коррозирующей способности, сжимаемости и др.).

Выбору типа и размера насоса предшествует построение характеристики сети по известному методу гидравлики. Координаты точек характеристики получают расчетом гидравлических сопротивлений (потерь напора) сети при произвольно задаваемых расходах.

Подача  $Q_p$ , заданная для выбора насоса, определяется на характеристике сети точкой А, которой соответствует напор  $H$  (рис. 2.45 б).

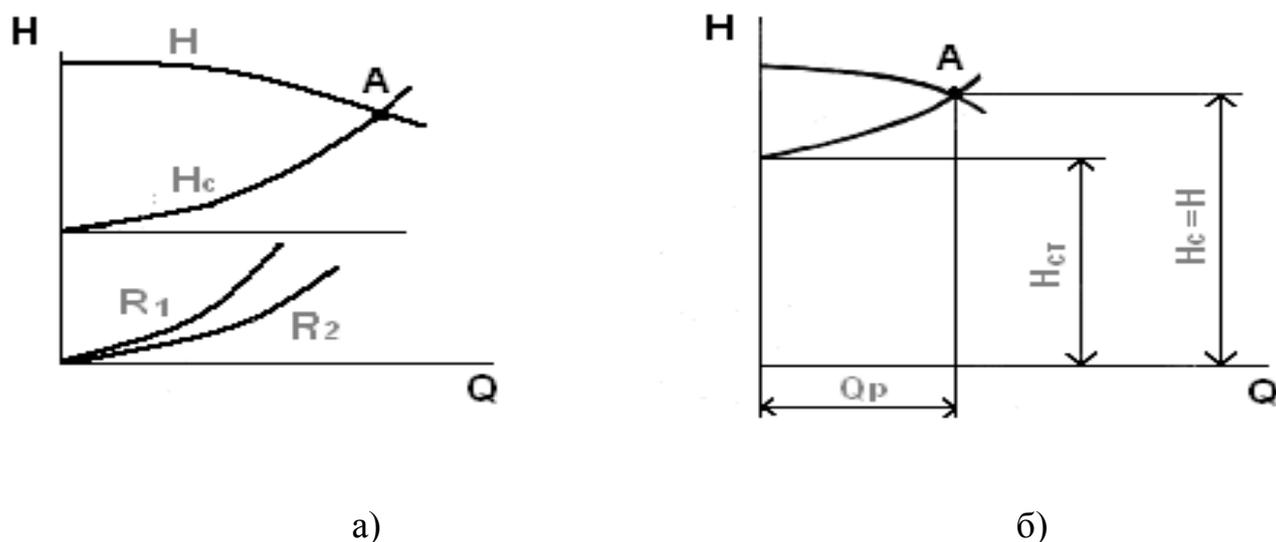


Рис. 2.45. Графики зависимости напора в сети от расхода масла в системе

Однако, учитывая возможное отклонение действительной характеристики насоса от типо–размерной характеристики, приводимой в каталогах (влияние технологических погрешностей), следует выбирать насос по напору  $H$  (рабочая точка А).

Этому напору по характеристике сети соответствует несколько повышенная против заданной подачи  $Q$ .

Напор для системы, состоящей из резервуара и насоса, можно привести к виду:

$$H_c = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + H_c + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_{\Pi}, \quad (2.87)$$

Потребный в системе полный напор  $H_c$ , м, складывается из следующих составляющих:  $\frac{P_1 - P_2}{\gamma}$  – разность (давлений) статических напоров в конце и начале системы;  $H_Z$  – геодезический напор;  $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$  – разность скоростных напоров в конце и начале системы;  $h_{\Pi}$  – гидравлическое сопротивление системы, пропорциональное квадрату скоростей и, следовательно, квадрату расхода.

Графическая зависимость  $H_c$  от  $Q$  представлена параболой, вершина которой смещена по оси координат на значение  $H_{cr} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + (Z_2 - Z_1)$ . Крутизна параболы зависит от суммарного коэффициента сопротивления  $\zeta$ , который находится по стандартам.

Таким образом, выбор типа и размера насоса ведется по параметрам  $Q$  и  $H$  рабочей точки А (см. рис. 2.45). При этом ориентируются на ближайший больший диаметр  $D$  шестерни насоса, указываемый на характеристиках в каталогах.

Промежуточные значения  $D$  можно принимать по согласованию с заводом-изготовителем.

В общем случае энергия насоса, эквивалентная его напору, расходуется для подъема жидкости на высоту  $Z_2 - Z_1$ , создавая давление в системе  $P_2 - P_1$  и преодолевая суммарное сопротивление  $h_{\Pi} = h_{\Pi 1} + h_{\Pi 2}$ . Статический напор

$$H_c = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + (Z_2 - Z_1) \text{ можно считать не зависящим от расхода сети;}$$

гидравлические потери в сети приближенно пропорциональны расходу во второй степени  $h_{\Pi} = \zeta Q^2$ .

Для обеспечения экономичной эксплуатации насоса рабочая точка его должна лежать в пределах рабочей части характеристики. Чтобы убедиться в

выполнении этого условия, следует внести в совместный график насоса и сети наименьшее возможное при эксплуатации значение  $Q$  и соответствующему ему рабочую точку на характеристике насоса. Последняя не должна выходить за пределы рабочей зоны, указываемой на заводских характеристиках.

С учетом построенной характеристики, для данной установки подходит шестеренчатый насос НШ. Он позволяет преодолеть гидравлические сопротивления цепи (ответвления, краны).

Приспособление будет отвечать необходимым требованиям при соблюдении следующего условия:

$$F \geq \frac{G_k}{2} \cdot k, \quad (2.88)$$

где  $F$  – сила, необходимая для подъема переднего или заднего мостов, Н;  $G_k$  – вес, приходящийся на передние или задние колеса груженого автомобиля, Н;  $k$  – коэффициент увеличения весовой нагрузки на колесо ( $k = 1,1$ ).

Сила, необходимая для вывешивания колеса, определяется по выражению:

$$F = P_{ном} \cdot S \cdot \eta_{ц}, \quad (2.89)$$

где  $P_{ном}$  – номинальное давление, МПа;  $S$  – эффективная площадь гидроцилиндра, м. Эта площадь находится по формуле:

$$S = \left( \frac{D_n}{2} \right)^2 \cdot \pi, \quad (2.90)$$

где  $D_n$  – диаметр поршня, м;  $\eta_{ц}$  – КПД гидроцилиндра ( $\eta_{ц} = 0,85 \dots 0,97$ ).

Подставив формулы (2.89), (2.90) в выражение (2.88), получим, что

$$P_{ном} \cdot \left( \frac{D_n}{2} \right)^2 \cdot \pi \cdot \eta_{ц} = \frac{G_k}{2} \cdot k \quad (2.91)$$

Из равенства (2.91) находим диаметр поршня силового гидроцилиндра:

$$D_n = \sqrt{\frac{G_k \cdot k}{P_{ном} \cdot \pi \cdot \eta_{ц}}} \quad (2.92)$$

С учетом равенства (2.90) строим график зависимости диаметра поршня гидроцилиндра от весовой нагрузки, приходящейся на колесо автомобиля (рис. 2.46).

Из графика видно, что с увеличением весовой нагрузки на колесо грузовой машины диаметр поршня гидроцилиндра увеличивается.

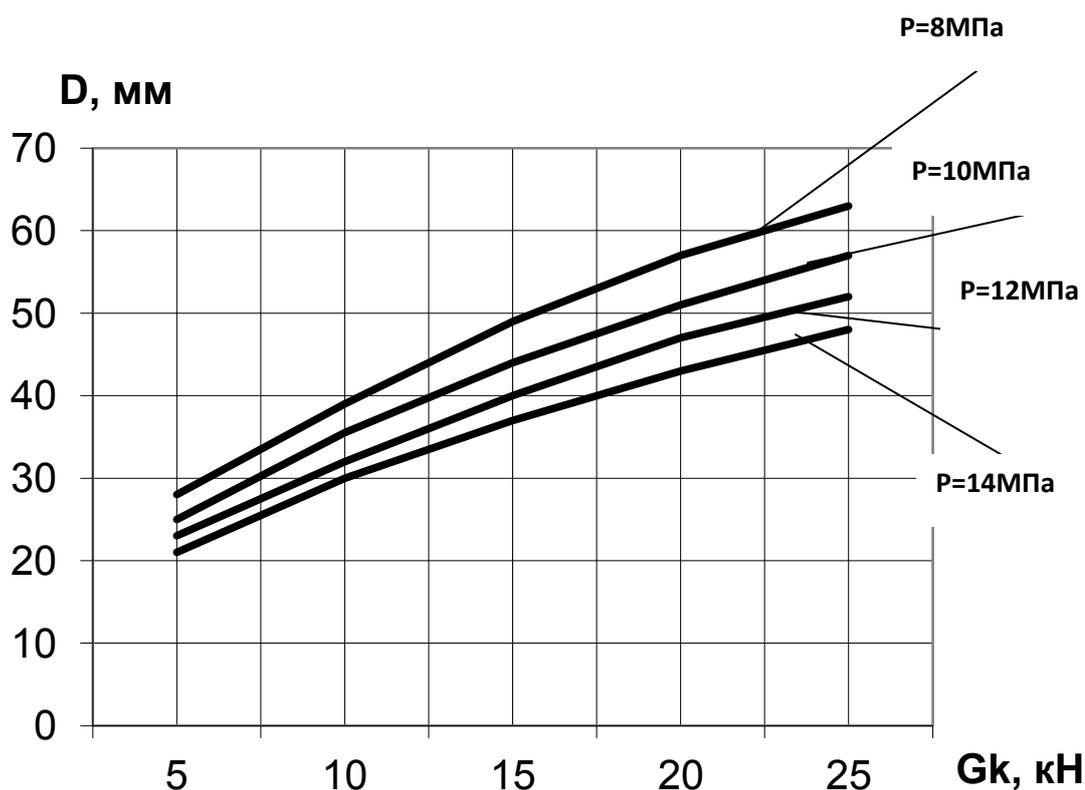


Рис. 2.46. Зависимость диаметра поршня гидроцилиндра от весовой нагрузки, приходящейся на колесо (P= 8, 10, 12, 14 – давление в гидросистеме колесной машины, МПа)

Силовые гидроцилиндры, удовлетворяющие вышеописанному расчету, выбираем на основе стандартов и нормалей.

Наряду с ДТП, вызванными неудовлетворительными тягово-сцепными свойствами и другими динамическими качествами мобильных колесных машин, одним из важнейших факторов опасности является возникновение

возгораний (пожаров) в процессе эксплуатации, обслуживания и ремонта сельскохозяйственной техники. Далее приводятся обоснование и разработка систем пожаротушения, позволяющих не допустить распространение очага возгорания, исключая при этом участие людей в его ликвидации.

## **2.8 Разработка автоматической системы тушения возгораний автомобилей**

В настоящее время увеличивается число пожаров, связанных с эксплуатацией и ремонтом автотранспортных средств. При этом широкое применение разнообразных синтетических материалов, в первую очередь пластмасс, повышает вероятность возгорания техники.

Тушение возгораний с помощью первичных и подручных средств зачастую оказывается невозможным (например, при возникновении возгораний, вызванных ДТП, по причине заклинивания дверей, травмирования водителей и пассажиров и т. п.).

По этим причинам создание автоматических устройств, позволяющих достаточно эффективно тушить возгорания и не допустить распространения пожара, является одним из аспектов обеспечения безопасности транспортных процессов.

Пожар на автомобиле зачастую служит причиной травмирования (получения ожогов различной степени) и даже гибели водителей. Возгорание может возникнуть в подкапотном пространстве, в кабине, в салоне и т. д.

Основные причины возникновения пожара на автомобиле представлены на рис. 2.47.

Наиболее часто очаг возгорания в подкапотном пространстве образуется вследствие замыкания электропроводки. Неисправность системы питания (трещины в топливопроводах и т. п.) или ее повреждение при дорожно-транспортном происшествии (ДТП) также являются причиной развития пожара на автомобиле, так как приводят к испарению или разливу

топлива. Возгорание паров топлива в подкапотном пространстве может произойти от искрения, образовавшегося в результате трения крыльчатки вентилятора и крыльчатки генератора о металлические части. Утечка газа через неплотности шлангов и карбюратора также является причиной возгорания автомобиля.

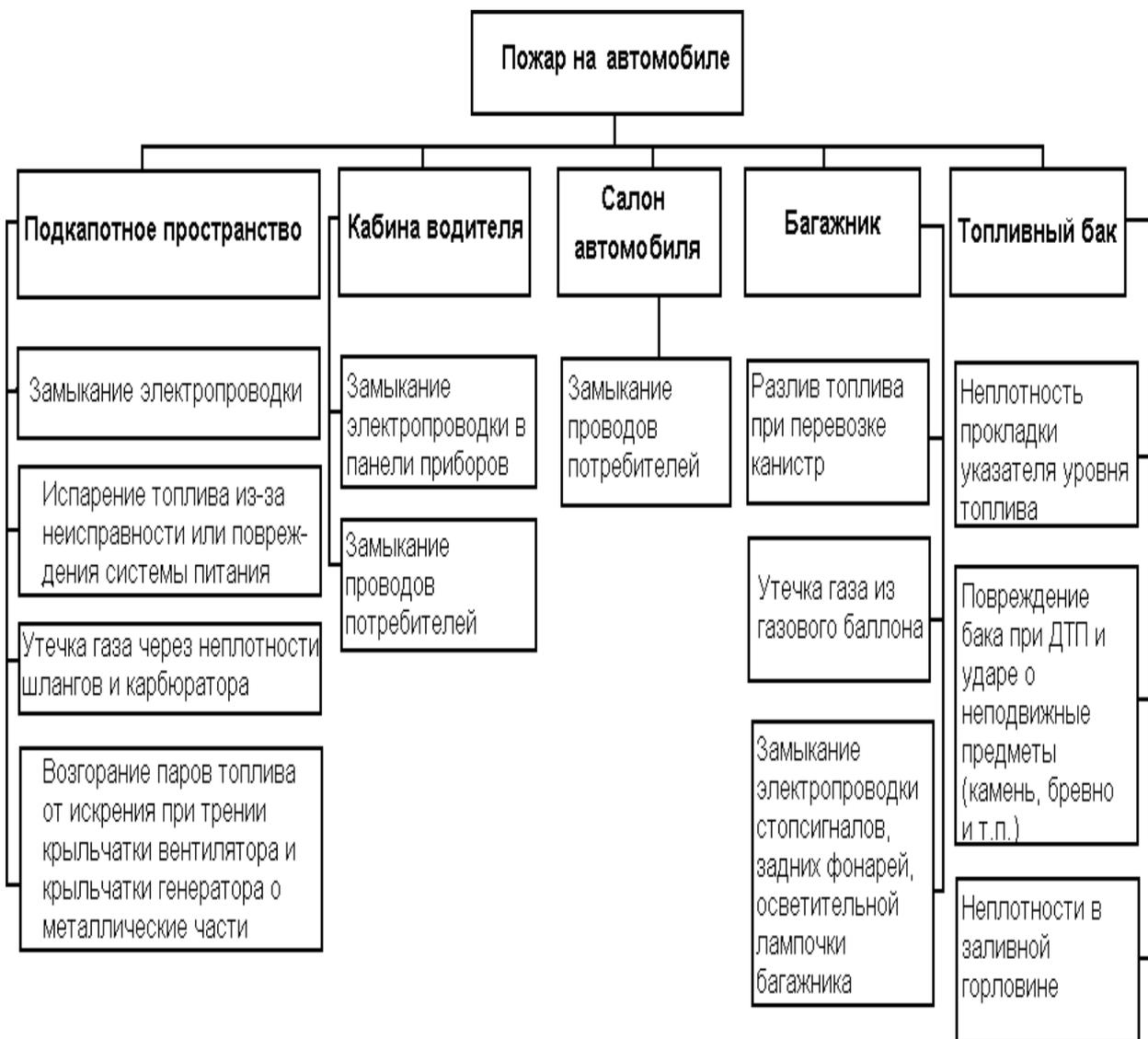


Рис. 2.47. Основные причины возгораний автомобилей

Пожар в кабине водителя и салоне автомобиля возникает в основном по причине замыкания электропроводки панели приборов и проводов потребителей (например, обогревателей, лампочек освещения салона и др.).

Очаг горения может также образоваться в багажном отсеке автомобиля вследствие утечки газа из газового баллона. Наряду с этим, опасность

возгорания создается при перевозке в багажнике канистр с топливом, которое может разлиться по причине неплотного закрытия канистры крышкой, наличия повреждений канистры или ее разрушения при ДТП. Причиной развития пожара в багажном отсеке также зачастую служит замыкание проводов осветительной лампочки, стоп-сигналов и задних фонарей.

Источником возгорания может служить топливный бак. Поэтому при проектировании автомобилей особое внимание уделяется его расположению. Бак следует располагать в отдалении от двигателя (если двигатель находится впереди, то бак – сзади и наоборот). Установка бака снаружи кузова исключает попадание топлива внутрь салона, однако, в этом случае бак более подвержен вероятным повреждениям. Расположение топливного бака в соответствии с указанными требованиями не исключает возникновения пожара на автомобиле.

Проведенные ранее испытания показали, что топливо из бака может расплескиваться из отверстия заливной горловины, недостаточно плотно закрытого пружинной крышкой. К тому же, результаты испытаний автомобилей на удар о металлический барьер позволяют сделать вывод, что при ударе на повышенной скорости происходит деформация бака, появляются трещины в тех местах, где бак соприкасается с выступающими частями (крепежные болты кузова, элементы кузова и рамы и др.); при этом происходит расплескивание топлива. Удар на очень большой скорости вызывает полное разрушение топливного бака и быстрое растекание топлива вокруг автомобиля на несколько метров.

Использование первичных средств пожаротушения, которыми оснащена машина, зачастую оказывается запоздалым и малоэффективным. Водитель автомобиля вследствие «психофизического сдвига», вызванного развитием пожара на автомобиле, часто забывает, где находится огнетушитель, который, кроме того, может быть заложен различными вещами, закрыт запасным колесом и другими предметами. Он также не выключает замок зажигания и кнопку «массы», прерывающую ток от

аккумулятора к электросистеме.

Все вышеизложенное позволяет сделать вывод о необходимости разработки эффективной системы тушения возгораний мобильной техники, исключаяющей участие оператора в тушении, и, следовательно, снижающей вероятность его травмирования. В качестве решения данной задачи предлагается автоматическое устройство тушения пожаров с использованием генераторов огнетушащего аэрозоля (ГОА) марки «Допинг-2», функциональная и принципиальная схемы которого представлена на рис. 2.48 и 2.49.

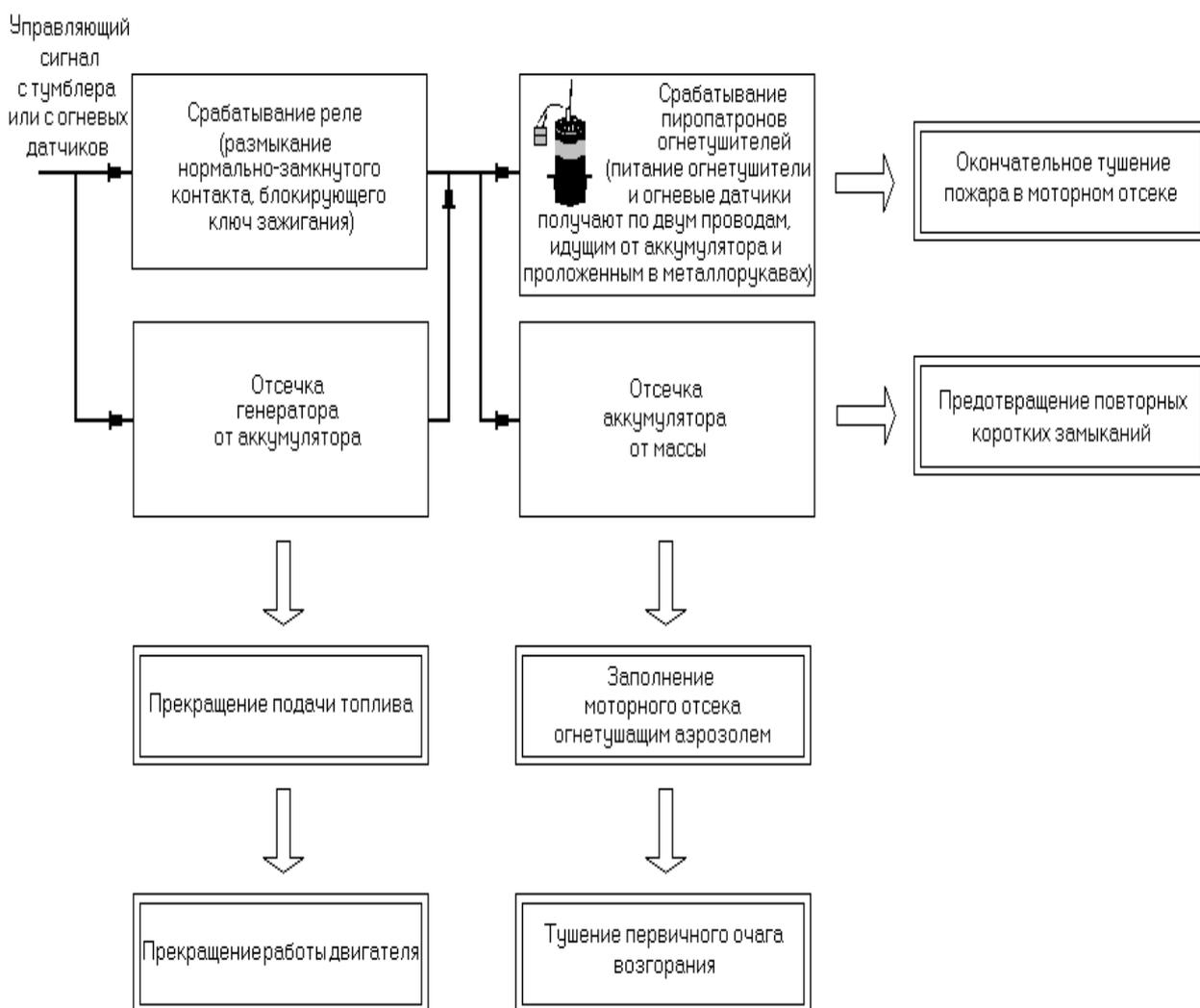


Рис. 2.48. Функциональная схема автоматической системы тушения пожаров в автотранспортных средствах оснащенных карбюраторными двигателями, работающими на газоздушных топливных смесях (бензин, природный газ и пропан-бутановая смесь)

Генератор огнетушащего аэрозоля «Допинг-2» предназначен для оперативного аэрозольного тушения пожаров в закрытых, технически сложных объектах объемом до 2 м<sup>3</sup>. Он представляет собой стационарно устанавливаемый в защитном отсеке металлический цилиндр с размерами: диаметр – 78 мм, длина – 166 мм и массой 1,1 кг. Время работы генератора – 20 сек. Тушение происходит в течение первых 4...10 сек. Огнетушащий аэрозоль не токсичен, коррозионно не активен. Предприятием-изготовителем гарантирован десятилетний срок служебной пригодности без перезарядки техобслуживания.

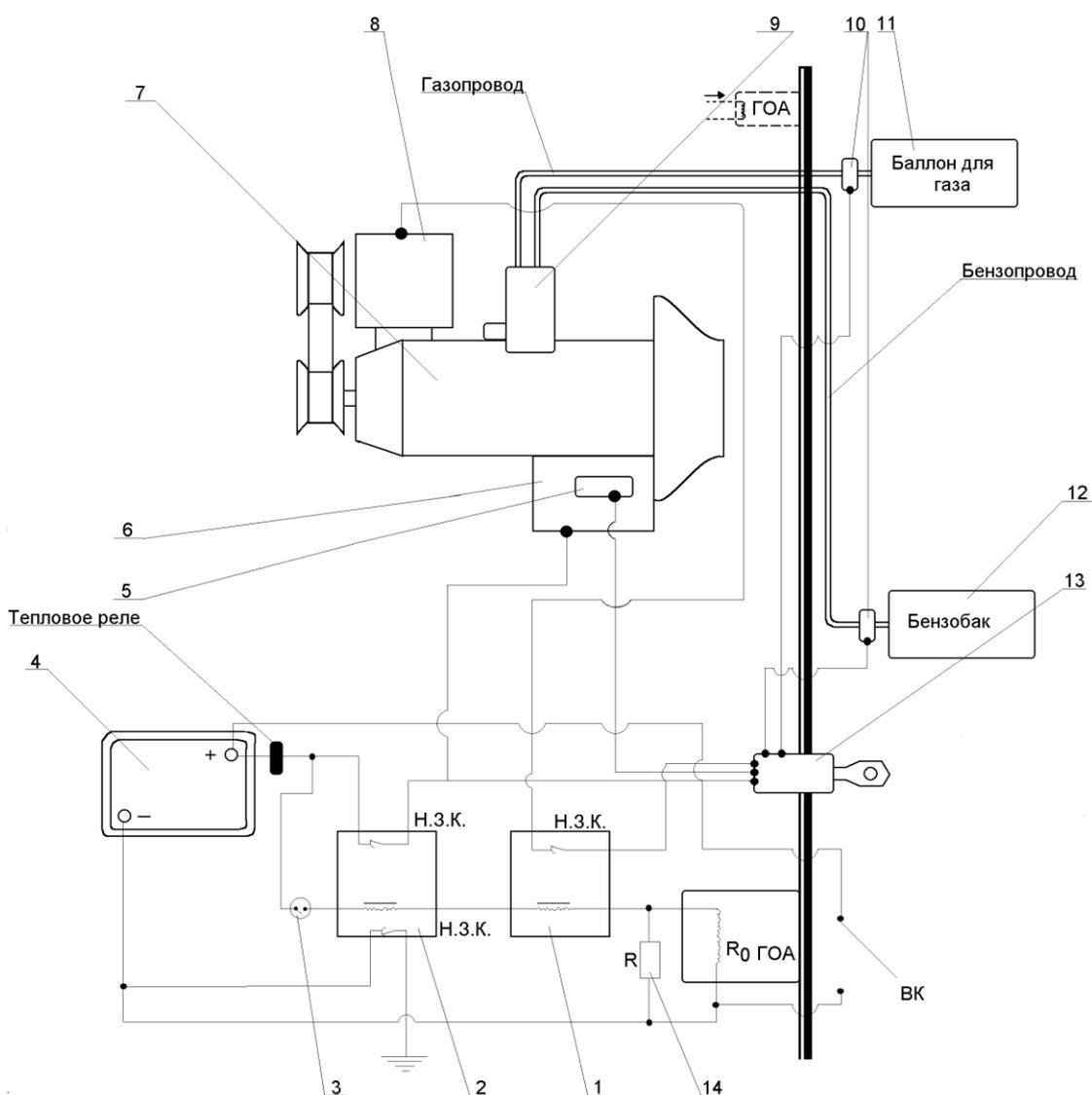


Рис. 2.49. Принципиальная схема автоматического тушения пожара на автомобиле: 1, 2 – реле с Н.З.К.; 3 – пожарный извещатель (датчик); 4 – аккумуляторная батарея; 5 – тяговое реле стартера; 6 – стартер; 7 – двигатель ВС; 8 – генератор; 9 – карбюратор; 10 – эл. клапаны; 11 – баллон с газом; 12 – бензобак; 13 – замок зажигания; 14 – сопротивление R; 15 – ГОА

Предлагаемое устройство работает следующим образом. Контакты теплового извещателя (датчика) пожаротушения 3 от относительно большой температуры развившегося пожара смыкаются, ток от аккумуляторной батареи или генератора, проходя через замкнутые контакты пожарного извещателя, поступают в катушку реле 2 с двумя нормально замкнутыми контактами (Н.З.К). Проходя через катушку реле, электрический ток поступает на один из концов сопротивления ГОА (R0). Второй конец указанного сопротивления непосредственно соединен с минусовой клеммой аккумулятора. Электропровода, подходящие от источника питания к ГОА, заложены в бронерукав с целью исключения сгорания изоляции и замыкания. Последнее может привести к нарушению работы всей автоматической системы тушения пожара, как в подкапотном пространстве, так и в салоне, а также в багажном отсеке.

Извещатели (датчики) пожаротушения следует устанавливать в тех местах, где возникновение пожара наиболее вероятно. Это, как правило, район бензонасоса, карбюратора и электропроводки. При прохождении электрического тока по сопротивлению ГОА взрывается пиропатрон, и аэрозоль равномерно распространяется по всему пространству, в котором возникло возгорание (подкапотное пространство, кабина водителя, багажник и др.), надежно защищая от дальнейшего развития пожара находящиеся в нем реле, узлы, детали, электропроводку и т. д. Одновременно в реле 1 и 2 нормально замкнутые контакты размыкаются, замок зажигания блокируется.

Газовый и бензиновый электроклапаны выключаются, перекрывая истечение газа или бензина (из газового баллона или бензобака) к карбюратору. Это предотвращает дальнейшее истечение топлива к карбюратору и взрыв баллона или бензобака. При размыкании нормально замкнутых контактов реле 1 и 2 выключается масса аккумулятора, обесточивается стартер и тяговое реле стартера. Прерывается цепь генератора с потребителями, и последние выключаются из электрической цепи, тем самым, предотвращая короткое замыкание проводов.

В случае замыкания электропроводов потребителей срабатывает тепловое реле системы и электрическая цепь отключается.

Предлагаемая автоматическая система пожаротушения позволит значительно сократить время обнаружения и тушения очагов возгораний на мобильной технике, не допустить распространения пожара и повысить сохранность оборудования. К тому же, ее применение исключает участие водителя в тушении пожара.

Эффективное функционирование предлагаемой автоматической системы пожаротушения зависит от ряда параметров. В частности, для тушения возгорания необходимо создать в замкнутом объеме такую концентрацию огнегасительного вещества (огнетушащего аэрозоля), при которой прекращается горение веществ и материалов. Для предупреждения повторного воспламенения огнегасительная концентрация должна поддерживаться в течение времени, определяемого характером горения материалов.

Расчет автоматических установок аэрозольного пожаротушения необходимо начинать с определения общего расхода огнегасительного состава, требуемого для создания огнегасительной концентрации в заданном объеме или на поверхности.

Для дальнейших расчетов зададимся предположением, что огнетушащий аэрозоль (взвесь огнетушащего порошка в воздухе) действует как своеобразный поршень, вытесняющий из помещения воздух. При этом массовый или объемный расход аэрозоля определяется из выражения:

$$M_a = C_m V_{\Pi} \text{ или } V_a = C_o V_{\Pi}, \quad (2.93)$$

где  $M_a$  – масса аэрозоля;  $V_a$  – объем аэрозоля, подаваемого в подкапотное пространство (салон) за единицу времени;  $C_m$  – массовая огнегасительная концентрация аэрозоля;  $C_o$  – объемная огнегасительная концентрация аэрозоля;  $V_{\Pi}$  – объем помещения (подкапотного пространства, салона).

Однако подобная упрощенная схема в общем случае не отражает всех особенностей процесса аэрозолеобразования при подаче порошка. В

действительности турбулентная струя порошка, выходящая из ГОА с высокой скоростью, очень быстро смешивается с воздухом, и в помещении создается энергичная циркуляция потоков, которая ускоряет процесс перемешивания аэрозоля с воздухом и создает более или менее однородную взвесь.

При небольшом избыточном давлении, вызванном, нагревом воздуха работающим оборудованием, в негерметичном помещении (подкапотном пространстве) устанавливается режим газообмена, при котором объем подаваемой взвеси будет равен объему вытесняемого воздуха.

Учитывая, что температура аэрозоля равна температуре воздуха в помещении, уравнение газообмена будет иметь вид:

$$V_{\pi} dC' = v_a \gamma_a d\tau - C' V_b d\tau, \quad (2.94)$$

где  $C'$  – весовая концентрация аэрозоля в помещении (подкапотном пространстве, салоне) в любой рассматриваемый момент времени;  $\tau$  – время подачи аэрозоля;  $\gamma_a$  – удельный вес аэрозоля при температуре помещения;  $v_a$  – объемная скорость подачи аэрозоля;  $V_b$  – объем газовой смеси, вытесняемой из помещения в единицу времени, причем  $v_a = V_b$ , поэтому  $V_{\pi} dC' = v_a (\gamma_a - C') d\tau$ .

Величина  $v_a$  является переменной во времени, поэтому решение этого уравнения в общем случае будет иметь вид:

$$\frac{1}{V_{\pi}} \int_0^{\tau} v_a' d\tau = \ln \frac{\gamma_a - C'_n}{\gamma_a - C'_k}, \quad (2.95)$$

где  $C'_n$  и  $C'_k$  – начальное и конечное содержание огнетушащего аэрозоля в атмосфере помещения (подкапотного пространства).

С достаточной для практических целей точностью можно осреднить величину  $v_a$  в течение времени  $\tau$ :

$$v_a' = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} v_a d\tau. \quad (2.96)$$

В таком случае можно записать:

$$\frac{1}{V_{\Pi}} v_a' \tau = \ln \frac{\gamma_a - C_H'}{\gamma_a - C_K'}. \quad (2.97)$$

Отсюда:

$$\tau = \frac{V_a}{v_a'} \ln \frac{\gamma_a - C_H'}{\gamma_a - C_K'};$$

$$C_K' = C_H' e^{-\frac{v_a'}{V_{\Pi}} \tau} + \gamma_a (1 - e^{-\frac{v_a'}{V_{\Pi}} \tau}). \quad (2.98)$$

Если  $C_H' = 0$ , то формулы соответственно упрощаются:

$$\tau = \frac{V_a}{v_a'} \ln \frac{\gamma_a}{\gamma_a - C_K'};$$

$$C_K' = \gamma_a (1 - e^{-\frac{v_a'}{V_{\Pi}} \tau}). \quad (2.99)$$

Согласно нормам содержание аэрозоля при тушении в помещении должно составлять 30 %. Формулу с безразмерной величиной под знаком логарифма можно записать в следующем виде:

$$v_a' = \frac{V_{\Pi}}{\tau} \ln \frac{100}{100 - 30} = 0,357 \frac{V_{\Pi}}{\tau}. \quad (2.100)$$

Полученная зависимость (2.100) позволяет определить необходимый объемный расход огнетушащего аэрозоля при тушении возгораний транспортных средств.

Далее приведена разработка технических решений, направленных на улучшение условий труда водителей.

Параметры производственной среды оказывают значительное влияние на физиологическое и психологическое состояние работников. Отклонение этих параметров от нормативных значений приводит не только к возникновению профессиональных заболеваний, но и к снижению работоспособности, что, в свою очередь, является одной из главных причин ошибочных действий водителей, вызывающих различные нарушения транспортно-технологических процессов и, как следствие, повышающих вероятность возникновения опасных

ситуаций.

При этом, существующие средства обеспечения нормальных параметров производственной среды являются либо недостаточно эффективными, либо весьма дорогостоящими. В частности, температура воздуха и различных поверхностей в кабинах транспортных машин значительно отклоняется от нормативных значений. На основании вышесказанного можно сделать вывод о необходимости разработки и обоснования средств для улучшения условий труда водителей.

## **2.9 Автоматическое устройство для подогрева пола кабины транспортного средства**

Известно что, на безопасность транспортно-технологических процессов микроклимат в кабине оператора, который характеризуется такими основными показателями, как относительная влажность, скорость движения воздуха, а также температура.

В теплое время года для снижения температуры применяются кондиционеры, вентиляторы, люки, форточки и др. В холодный период – различные накидки на сиденье оператора, нагревающиеся от электросети; тепловые радиаторы с вентиляторами, обдувающие боковые стекла и форточки машины и, тем самым, повышающие температуру воздуха в самой кабине. Однако в зимнее время, после достаточно долгой стоянки машины на холоде или при ее движении, воздух довольно сильно охлаждает пол кабины, и подошвы ног оператора мерзнут. При этом согласно санитарным нормам оптимальная температура поверхности пола кабины (рабочего места оператора) должна составлять 18...22 °С, а допустимая – 16...24 °С.

При необходимости частого выхода оператора из машины в зимний период снег, оставшийся на обуви, тает, и вода скапливается на коврике, а затем замерзает. При этом подошвы ног находятся в весьма неблагоприятных условиях. К тому же, металлический пол кабины, находясь в постоянном

контакте с водой и снегом, постепенно ржавеет и приходит в негодность.

Нами предлагается автоматическое устройство, обеспечивающее подогрев пола кабины под ногами, как водителя, так и пассажира. Принципиальная схема устройства приведена на рис. 2.50, 2.51.

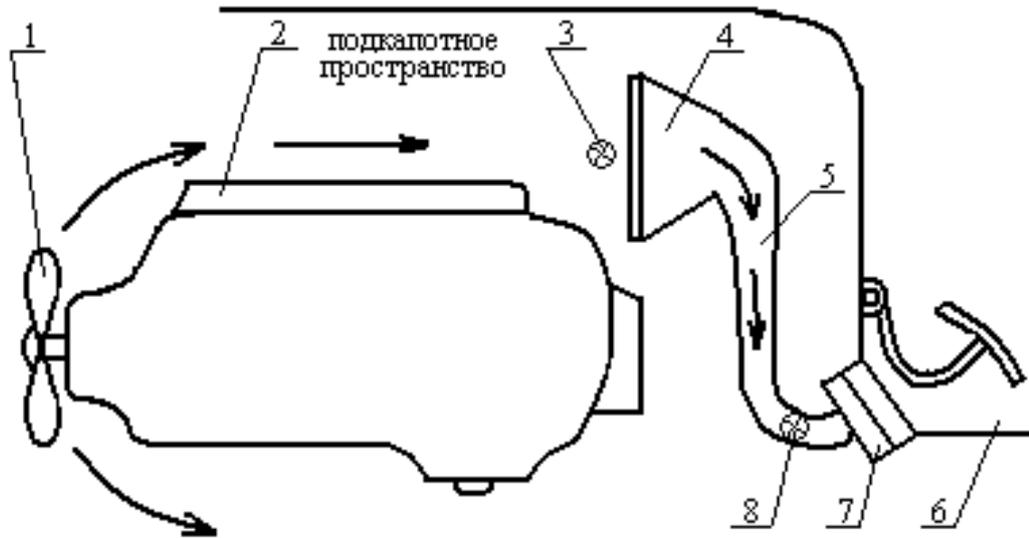


Рис. 2.50. Принципиальная схема автоматического устройства для подогрева пола кабины: 1 – крыльчатка вентилятора; 2 – головка блока цилиндров; 3 – терморегулятор; 4 – приемная воронка (конфузор); 5 – воздухопроводы; 6 – пол кабины; 7-насадка; 8-заслонка

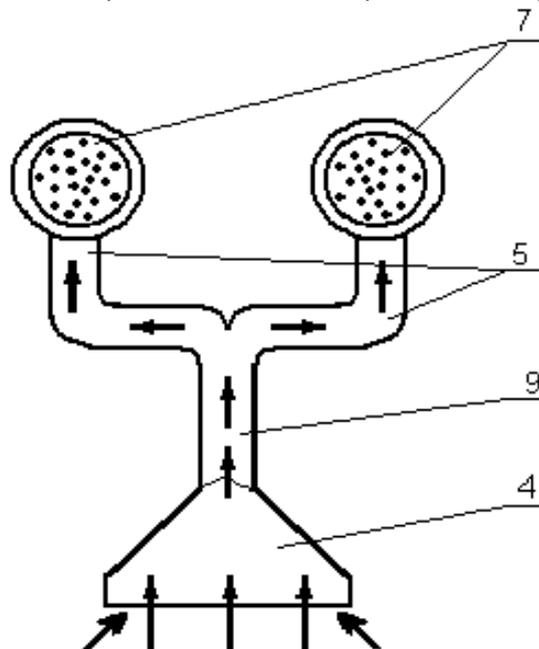


Рис. 2.51. Принципиальная схема устройства для подогрева пола кабины (вид сверху): 4 – воронка; 5 – воздухопроводы; 7 – насадка; 9 – главный воздухопровод

Нормальный температурный режим работы двигателя автотранспортного средства обеспечивается натяжением ремня вентилятора, конструкцией крыльчатки 1, открытием или закрытием жалюзи, охлаждающей жидкостью. Наиболее высокая температура создается по периметру подкапотного пространства в верхней части головки блока цилиндров 2 и патрубка, отводящего горячие газы. Поэтому приемная воронка (конфузор) 4 должна располагаться преимущественно сверху подкапотного пространства. Терморегулятор 3 может находиться на входе или внутри приемной воронки. Воронка может иметь различную форму в зависимости от конфигурации подкапотного пространства. Терморегулятор включен в общую электросеть мобильной машины и является датчиком для соленоидов, открывающих или закрывающих с помощью заслонок 8 воздухопроводы 5, идущие к полу кабины 6. Он позволяет поддерживать температуру пола кабины со стороны водителя и пассажира в пределах от 16 до 24 °С.

Насадка представляет собой замкнутое круглое пространство, в верхней части которого находится ряд отверстий (рис. 2.52). Через эти отверстия воздух выходит и обогревает пол кабины под ногами водителя и пассажира. Насадки приворачиваются к полу с помощью болтов или устанавливаются в специально выполненные пазы.

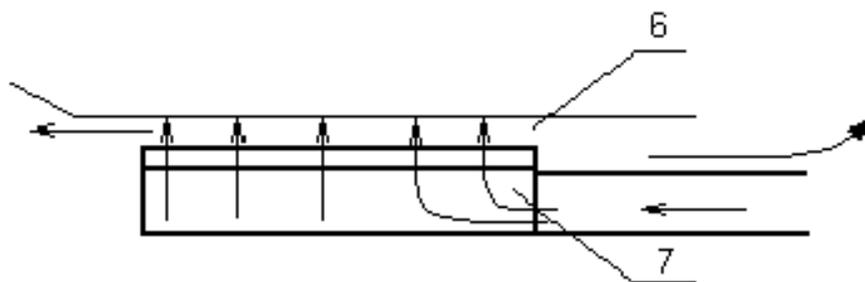


Рис. 2.52. Насадка (вид сбоку): 6 – пол кабины, 7 – насадка

Конструктивно воздухопроводы могут соединяться с нижней крышкой или средней частью насадки. Диаметр и количество отверстий в верхней части насадки могут быть различными в зависимости от напора воздуха. Приемная

воронка устанавливается в наиболее нагретой части подкапотного пространства. Возможна установка одновременно двух приемных воронок (конфузоров). Конструкция должна предусматривать возможность легкого демонтажа воронок, так как работа устройства в теплый период года нецелесообразна. К тому же, возможность быстрого монтажа-демонтажа воронок позволит легко получить доступ к отдельным узлам двигателя (при необходимости).

Теоретически процесс работы предлагаемого устройства для обогрева пола кабины может быть описан с помощью основ термодинамики.

Предположим, что в данном устройстве существует неоднородное физическое поле (распределение потенциала переноса)  $\varphi(r, \tau)$ , где  $r$  – радиус вектора,  $\tau$  – время. Неоднородность распределения потенциала переноса приводит к отклонению от состояния термодинамического равновесия и является причиной потоков переноса. В общем случае в какой-либо рассматриваемой области может происходить макроскопическое движение вещества, которое характеризуется полем скоростей  $V(r, \tau)$ . Источники или стоки потенциала, существующие в рассматриваемой области, характеризуются объемной плотностью  $\gamma(r, \tau)$ .

Рассмотрим некоторый конечный объем  $V$ , ограниченный поверхностью  $S$ . Элемент данной поверхности  $d\sigma$  удобно представить величиной  $df = n \cdot d\sigma$ , где  $n$  – единичный вектор нормали.

Перенос потенциала  $\varphi$  через поверхность рассматриваемого объема складывается из макроскопического движения вещества и потока переноса, связанного с тенденцией к возврату в состояние термодинамического равновесия. Таким образом, формула суммарного потока переноса имеет следующий вид:

$$Q = \varphi V + q. \quad (2.101)$$

Интегральная форма условия для рассматриваемого объема:

$$\int_{(V)} \frac{\partial \varphi}{\partial \tau} dV = - \oint_{(S)} Q df + \int_{(V)} \gamma dV. \quad (2.102)$$

Знак «минус» перед первым слагаемым правой части соотношения (2.102) связан с противоположной ориентацией векторов  $df$  и  $Q$ .

Интеграл по поверхности ( $\oint_{(S)} Q df$ ) может быть преобразован в интеграл

по объему с помощью теоремы Остроградского-Гаусса:

$$\oint_{(S)} Q df = \int_{(V)} \operatorname{div} Q dV. \quad (2.103)$$

Уравнение (2.102) с учетом соотношения (2.103) может быть записано в эквивалентной форме:

$$\int_{(V)} \left[ \frac{\partial \varphi}{\partial \tau} + \operatorname{div} Q - \gamma \right] dV = 0. \quad (2.104)$$

Для того чтобы равенство (2.104) выполнялось для произвольного объема  $V$ , необходимо, чтобы подынтегральное выражение было тождественно равно нулю:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial \tau} = -\operatorname{div} Q + \gamma \quad (2.105)$$

или с учетом выражения (2.101):

$$\frac{\partial \varphi}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\varphi V) = -\operatorname{div} Q + \gamma. \quad (2.106)$$

Чтобы из отношения (2.106) получить уравнение, определяющее тот или иной частный процесс переноса, необходимо конкретизировать потенциал переноса  $\varphi$  и использовать тот или иной закон, связывающий величину потока переноса  $q$  с распределением потенциала переноса.

Для получения уравнения переноса теплоты, необходимо использовать потенциал переноса в виде  $\varphi = \rho C_p T$ , где  $\rho$  – плотность газовой смеси;  $C_p$  – удельная изобарная теплоемкость;  $T$  – температура смеси. В качестве соотношения, определяющего необратимый поток переноса, используется градиентный закон Фурье:

$$q = -\lambda \nabla T, \quad (2.107)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  $\nabla$  – оператор градиента или дивергенции.

При этих предположениях уравнение переноса теплоты будет иметь следующий вид:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho C_p T) + \text{div}(\rho C_p T \mathbf{V}) = \text{div}(\lambda \nabla T) + \gamma_t, \quad (2.108)$$

где  $\gamma_t$  – плотность распределения источников (стоков) тепловой энергии.

Уравнение (2.108) является достаточно сложным для анализа из-за его нелинейности, поэтому для решения поставленной задачи введем предположение о постоянстве плотности и теплоемкости, тогда:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + \text{div}(T \mathbf{V}) = \text{div}(a \nabla T) + \frac{\gamma_t}{\rho C_p}, \quad (2.109)$$

где  $a$  – коэффициент температуропроводности ( $a = \frac{\lambda}{C_p \cdot \rho}$ ).

Эффективность работы предлагаемого устройства будет зависеть от величины тепловыделения нагретых поверхностей двигателя.

Суммарные тепловыделения двигателя равны:

$$Q = Q_k + Q_l, \quad (2.110)$$

где  $Q_k$  – тепловыделение конвекцией;  $Q_l$  – тепловыделение лучеиспусканием.

Величина тепловыделения конвекцией определяется следующей зависимостью:

$$Q_k = \alpha_k \cdot (\tau_0 - \tau_b) \cdot F, \quad (2.111)$$

где  $\alpha_k$  – коэффициент теплоперехода конвекцией;  $\tau_0$  – температура нагретой поверхности;  $\tau_b$  – температура окружающего воздуха;  $F$  – площадь поверхности, отдающей тепло.

При естественной конвекции можно принять, что:

$$\alpha_k = a \cdot \sqrt[4]{\Delta t}, \quad (2.112)$$

где  $\Delta t$  – разность температур поверхности и окружающего воздуха;  $a$  – опытный коэффициент (для горизонтальной поверхности, обращенной вверх,  $a = 2,8$ ).

Тепловыделение лучеиспусканием находится из уравнения:

$$Q_k = \alpha_{\text{л}} \cdot (\tau_0 - \tau_{\text{в}}) \cdot F, \quad (2.113)$$

где  $\alpha_{\text{л}}$  – коэффициент теплопроводности лучеиспусканием.

Коэффициент теплопроводности лучеиспусканием определяется из формулы:

$$\alpha_{\text{л}} = C' \frac{\left[ \frac{(273 + \tau_0)^4}{100} + \frac{(273 + \tau_{\text{в}})^4}{10} \right]}{\tau_0 - \tau_{\text{в}}}, \quad (2.114)$$

где  $C'$  – приведенный коэффициент излучения.

Данный коэффициент можно выразить следующей зависимостью:

$$C' = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3}}, \quad (2.115)$$

где  $C_1$  и  $C_2$  – коэффициенты излучения взаимооблучающихся поверхностей;  $C_3$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела ( $C_3 = 4,96$ ).

Тепло, выделенное двигателем, можно передать для подогрева пола кабины транспортных и технологических машин. С этой целью используется предлагаемое устройство, представляющее собой смесительный теплообменный аппарат, в котором процесс теплопередачи происходит путем непосредственного соприкосновения и смешения горячего и холодного теплоносителей.

При обосновании параметров устройства для подогрева пола кабины необходимо решить следующие задачи:

- определить поверхность нагрева  $S$ , обеспечивающую передачу заданного количества тепла от горячего теплоносителя к холодному;
- определить количество тепла  $Q$ , которое может быть передано при известной поверхности  $S$ ;

– определить конечные температуры теплоносителей при известных значениях  $S$  и  $Q$ .

Основными уравнениями для решения поставленных задач являются:  
уравнение теплопередачи:

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t, \quad (2.116)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, определяющий количество теплоты, переданное в единицу времени через единицу поверхности.

уравнение теплового баланса:

$$Q = M_1 c_1 (t_1' - t_1'') = M_2 c_2 (t_2' - t_2''), \quad (2.117)$$

где  $M_1$  и  $M_2$  – расходы горячего (нагретого в подкапотном пространстве воздуха) и холодного (воздуха, окружающего пол кабины) теплоносителей;  $c_1$  и  $c_2$  – соответствующие теплоемкости теплоносителей;  $t_1'$  и  $t_1''$ , а также  $t_2'$  и  $t_2''$  – начальные и конечные температуры горячего и холодного теплоносителей.

Поскольку в общем случае температура горячего и холодного воздуха в теплообменных аппаратах не остается постоянной, уравнение (2.116) может быть применимо лишь в дифференциальной форме для элемента поверхности  $dS$ , а именно  $dQ = k \Delta t dS$ . Тогда полное количество тепла, передаваемое от горячего воздуха к холодному через всю поверхность  $S$ , определится выражением:

$$Q = \int_0^S k \Delta t dS = k S \Delta t_{cp}. \quad (2.118)$$

В этом уравнении  $\Delta t_{cp}$  представляет собой средний температурный напор, определяемый характером изменения температур воздуха вдоль поверхности нагрева. Последнее, в свою очередь, зависит от схемы движения потоков воздуха в теплообменных аппаратах.

В уравнении (2.117) величину  $M$  можно заменить произведением  $v \cdot S_v \cdot \rho$  (где  $v$  – скорость теплоносителя;  $S_v$  – площадь поперечного сечения воздухопровода;  $\rho$  – плотность теплоносителя). Тогда, уравнение теплового

баланса примет следующий вид:

$$v_1 \cdot S_{B1} \cdot \rho_1 \cdot c_1 (t_1' - t_1'') = v_2 \cdot S_{B2} \cdot \rho_2 \cdot c_2 (t_2' - t_2''). \quad (2.119)$$

Если принять теплоемкость воды 1 ккал/(кг·К), то выражение  $v \cdot S_B \cdot \rho \cdot c = M \cdot c = Z$  можно назвать водяным эквивалентом теплоносителя. Смысл этого понятия состоит в том, что его числовая величина определяет как бы количество воды, равноценное по теплоемкости расходу рассматриваемого теплоносителя в единицу времени. В этом случае уравнение (2.119) можно записать в виде:

$$z_1 (t_1' - t_1'') = z_2 (t_2' - t_2'') \text{ или } \frac{z_1}{z_2} = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}. \quad (2.120)$$

Таким образом, отношение водяных эквивалентов теплоносителей будет обратно пропорционально температурным перепадам этих теплоносителей.

Это значит, что, задаваясь изменением температур, можно получить требуемый расход нагретого воздуха  $M_1$ . Тогда необходимый диаметр воздухопровода находится из уравнения:

$$d_B = \sqrt{\frac{4M_1}{\pi v}}. \quad (2.121)$$

К одним из основных факторов, влияющих на эффективность устройства, также относится коэффициент потерь напора от сужения приемной воронки (конфузора). Данный коэффициент определяется следующей зависимостью:

$$\xi_{\text{суж}} = \frac{1 - \frac{1}{n}}{2}, \quad (2.122)$$

где  $n$  – степень сужения конфузора.

Степень сужения конфузора можно найти по формуле:

$$n = \frac{S_B}{S_K}, \quad (2.123)$$

где  $S_B$  – площадь поперечного сечения выходного отверстия конфузора, равная площади сечения воздуховода, с учетом зависимости (2.121)  $S_B = \frac{Q}{v}$ ;  $S_K$  – площадь поперечного сечения входного отверстия конфузора.

Таким образом, с учетом выражений (2.121), (2.122) и (2.123) получим зависимость для определения начального диаметра приемной воронки (конфузора):

$$d_k = \sqrt{\frac{4M_1(1-\xi_{суж})}{\pi v}}. \quad (2.124)$$

Полученные зависимости позволяют определить параметры разработанного устройства в зависимости от конструктивных особенностей конкретного автомобиля.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ясенков Е.П. Элементы автотранспортного комплекса и их воздействие на окружающую среду/ Е.П. Ясенков "Автомобильная промышленность", № 8, 2007.
2. Кульчицкий, А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей / А.Р. Кульчицкий. - Владимир: Изд-во Владимирского государственного ун-та, 2000. - 256 с., Марков, В.А. Токсичность отработавших газов дизелей / В.А. Марков, Р.М. Баширов, И.И. Габитов. 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. - 132 с., Марченко, А.В. Проблемы экологизации двигателей внутреннего сгорания / А.В. Марченко, И.В. Парсаданов // Двигатели внутреннего сгорания. - 2009. - № 2. - С. 3-8., Промышленно-транспортная экология: учеб. для вузов / В.Н. Луканин [и др.] / Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высш. шк., 2003. - 273 с. и др.
3. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин [и др.]. - М.: Машиностроение, 1991. - 336 с., Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / под общ. ред. А.С. Орлина. Изд. 4-е. - М.: Машиностроение, 1983. - 372 с., Двигатели внутреннего сгорания. 1 кн. Теория рабочих процессов: учеб. для вузов / Под ред. В.Н. Луканина. - М.: Высш. шк., 2005. - 479 с. и др.
4. Кутенев В.Ф. и др. «Перспективные экономически целесообразные направления комплексного совершенствования ДВС в современных условиях технологического прогресса и топливно-энергетического кризиса», Известия МГТУ «МАМИ», № 2, 2007 г., г. Москва.
5. Иванов А.М. Ледоренко Н.С. и др. Современная концепция развития городского электротранспорта МНПО «ЭКОНД», 2003 г.
6. VCDAuto-Umweltliste 2013/2014 Данные из каталога.

7. Капустин, А.А. Гибридные автомобили: учебное пособие / А.А. Капустин, В.А. Раков; М-во образ. и науки РФ, Вологод. гос. ун-т. - Вологда : ВоГУ, 2016. - 96с.

8. Гибридные силовые установки мобильных машин — конкурентоспособное направление развития машиностроения Беларуси\ А.А. Дюжев, канд. техн. наук; П.Л. Мариев, д-р техн. наук; Л.Г. Красневский, чл."корр. НАН Беларуси; С.Н. Поддубко, канд. техн. наук; А.В. Белевич\Механика машин, механизмов и материалов. 2014. № 2 (27)

9. Насколько реальны заявленные показатели расхода топлива и эмиссии CO<sub>2</sub> для гибридных автомобилей Р. Л. Петров, к. т. н. / Исследовательский центр ОАО «АвтоВАЗ» (Тольятти\ Экология №2 (91) 2015)

10. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении выбросов загрязняющих веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателя: Правила ЕЭК ООН № 83 (ГОСТ Р 41.83).

11. Кадаков М. Mitsubishi Outlander PHEV // За рулём. — 2014. — 7 октября [Электронный ресурс]. URL: <http://www.zr.ru/content/articles/713801-test-mitsubishioutlanderphev/>

12. Создание легкового автомобиля класса «В» с комбинированной энергоустановкой // Отчёт НИОКР ОАО «АвтоВАЗ». — 2014.

13. Н.В. Гулиа, Накопители энергии, М.: Наука, 1980

14. Механическая гибридная силовая установка как кардинальное решение экономических и экологических проблем коммерческого транспорта в мегаполисе. Гулиа Н.В. – д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Детали машин» ГОУ МГИУ. Давыдов В.В. – главный конструктор ЗАО «Комбарко». Бабин В.А. – академик Международной академии экологии и природопользования. Лаврентьев А.И. – аспирант ГОУ МГИУ, инженер-конструктор ЗАО «Комбарко». <http://n-t.ru/tp/ts/mg.htm>)

15. Проблемы и перспективы развития транспортного комплекса: материалы Международ. заоч. науч.-практ. конф. (Минск, 1–15 дек. 2015 г.) / М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Белорус. науч.-исслед. ин-т трансп. «Транстехника» ; редкол.: А.В. Королев, В.С. Миленский, С.Б. Соболевский ; рец.: К.А. Бочков, В.С. Ивашко. – Минск : БелНИИТ «Транстехника», 2016. – 286 с

16. Electric & Hybrid Vehicle Technology International. — 2010–2013., Automobil Revue: каталоги автомобилей. — 2007–2013.

17. Ломакин В.В., Шабанов А.В., Шабанов А.А. К вопросу выбора мощности и алгоритма работы силовой установки гибридного автомобиля // Журнал автомобильных инженеров. — 2013. — № 6 (83).– С. 40–45.

18. У. Радмахер, Й. Вагнер, Б.Менхер, Ш.Кельер. Системные решения Бош по сокращению выбросов CO<sub>2</sub> и других компонентов. Журнал ААИ, №4 (69), 2011г.

19. Гусаров А.П. Потребление топлива и выбросы CO<sub>2</sub> автомобилями. Журнал ААИ, №3 (56), 2009 г. , 2 2. Вайсблум М.Е. Европейский подход к снижению CO<sub>2</sub>. ААИ № 3 (62), 2010г., с. 59. , 4 4. Каталоги автомобилей 2006-2011г. Automobil revue.

20. Гусаров А.П. Потребление топлива и выбросы CO<sub>2</sub> автомобилями. Журнал ААИ, №3 (56), 2009 г.

21. Automobil Revue: каталоги автомобилей. – 2006–2011.

22. Ломакин В.В., Карпухин К.Е., Кондрашов В.Н. Тенденции развития автомобилестроения: учебное пособие. – М.: МГТУ «МАМИ», 2008.

23. Автомобили с гибридной силовой установкой: учебное пособие для вузов / С.В. Бахмутов, В.В. Селифонов, В.В. Ломакин и др. – М.: МГТУ «МАМИ», 2009. – 136 с.

24. Филькин, Н.М. Методика оптимизации базовых параметров гибридной энергосиловой установки / Н.М. Филькин // Современные проблемы информатизации в технике и технологиях: сборник трудов

научной конференции. – Воронеж: Изд-во «Научная книга», 2005. – С. 209–210.

25. Филькина, А.Н. Методика расчета базовых параметров комбинированной энергосиловой установки легкового автомобиля / А.Н. Филькина // Материалы 53-й Международной научн.-техн. конференции Ассоциации автомобильных инженеров. – Ижевск: ООО Издательский дом «Парацельс», 2006. – С. 207–216.

26. Филькин Н.М. Совершенствование конструкции комбинированной энергосиловой установки гибридного легкового автомобиля // Сборник материалов V Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы и достижения автотранспортного комплекса». – Екатеринбург: Уральский государственный технический университет. – УПИ, 2007. – С. 170–173.

27. Кутенев В.Ф., Кисуленко Б.В., Шюте Ю.В. Экологическая безопасность автомобилей с двигателями внутреннего сгорания. Экология. Машиностроение. – М., 2009. – С. 253.

28. О ДВС для комбинированной энергетической установки / Л.Н. Вахошин, В.В. Карницкий, И.М. Минкин и др. // Автомобильная промышленность. –2007. – № 5.

29. Шабанов А.В., Шабанов А.А. Гибридные автомобили и новый этап экологической безопасности при совершенствовании конструкции автомобильных силовых установок: науч.-тех. сб. МГУ- ПИ. — М.: Информатика и технология, 2012. — № 18. — С. 63–70.

30. Арав Б.Л., Руднев В.В. Концепция экологически безопасной комбинированной энергетической установки городского автомобиля // Вестн. Рос. Акад. транспорта. – Вып. 5.- Курган: КГУ, 2005.- С.112-114.

31. Кукис В.С. Утилизация теплоты отработавших газов как средство повышения мощностных, экономических и экологических показателей поршневых ДВС//Авиационно-космическая техника и технологии. - Вып 41/6. - Харьков: ХАИ, 2003.-С.174-176.

32. Руднев В.В., Кукис В.С. Двигатель для утилизации теплоты отработавших газов//Тр. международного форума по проблемам науки, техники и образования. -Т.1.-М.: Академия наук о земле,2000.-С.56-57,
33. Руднев В. В., Арав Б. Л., Александров Н. Е., Костров В. Ю., Амелин Д. И. Решение экологических проблем в городском транспорте применением комбинированных энергетических установок //Вестник КГТУ. Серия Транспорт. -Вып. 39. - Красноярск: КГТУ, 2005.-С.192-195.
34. Арав Б.Л., Руднев В.В. Концепция экологически безопасной комбинированной энергетической установки городского автомобиля // Вестн. Рос. Акад. транспорта. – Вып. 5.- Курган: КГУ, 2005.- С.112-114.,
35. Кукис В.С. Утилизация теплоты отработавших газов как средство повышения мощностных, экономических и экологических показателей поршневых ДВС//Авиационно-космическая техника и технологии. - Вып 41/6. - Харьков: ХАИ,2003.-С.174-176.
36. Руднев В.В., Кукис В.С. Двигатель для утилизации теплоты отработавших газов//Тр. международного форума по проблемам науки, техники и образования. -Т.1.-М.: Академия наук о земле,2000.-С.56-57,
37. Руднев В. В., Арав Б. Л., Александров Н. Е., Костров В. Ю., Амелин Д. И. Решение экологических проблем в городском транспорте применением комбинированных энергетических установок //Вестник КГТУ. Серия Транспорт. -Вып. 39. - Красноярск: КГТУ, 2005.-С.192-195
38. Автомобили с гибридной силовой установкой: учеб. Пособие для вузов / С.В. Бахмутов, В.В. Селифонов, В.В. Ломакин и др. — М.: МГТУ «МАМИ», 2009. — 136 с.
39. Куликов И.А., Селифонов В.В., Филонов А.И. Управление комбинированной энергоустановкой автомобиля: экология или энергоэффективность // Автомобильная промышленность. — 2011. — № 1.
40. Автомобили с гибридной силовой установкой: учеб. Пособие для вузов / С.В. Бахмутов, В.В. Селифонов, В.В. Ломакин и др. — М.: МГТУ «МАМИ», 2009. — 136 с.

41. *Automobil Revue: каталоги автомобилей.* — 2007–2013., 5  
Автомобили с гибридной силовой установкой: учеб. Пособие для вузов / С.В. Бахмутов, В.В. Селифонов, В.В. Ломакин и др. — М.: МГТУ «МАМИ», 2009. — 136 с.
42. Барашков А.А. Требования к электрическим системам рекуперативного торможения // IX Международный автомобильный научный форум: матер. форума. — М., 2012.
43. Ломакин В.В., Шабанов А.В., Шабанов А.А. К расчёту баланса мощности комбинированной энергоустановки гибридного автомобиля // Журнал автомобильных инженеров. — 2014. — № 1 (84).
44. Куликов И.А., Селифонов В.В., Филонов А.И. Управление комбинированной энергоустановкой автомобиля: экология или энергоэффективность // Автомобильная промышленность. — 2011. — № 1.
45. О ДВС для комбинированной энергетической установки / Л.Н.Вахошин, В.В. Карницкий, И.М. Минкин, А.С. Разумов // Автомобильная промышленность. — 2007. — № 5.
46. ГОСТ 31967-2012 «Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения»
47. ГОСТ 24028-2013. Межгосударственный стандарт. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Дымность отработавших газов.
48. ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний.
49. Постановление Главного государственного санитарного врача РФ от 30.05.2003 № 114 (ред. от 03.11.2005) «О введении в действие ГН 2.1.6.1338-03» (вместе с «Гигиеническими нормативами «Предельно допустимые концентрации (ПДК) загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населенных мест. ГН 2.1.6.1338-03», утв. Главным государственным санитарным врачом РФ 21.05.2003) (Зарегистрировано в Минюсте РФ 11.06.2003 № 4679)

50. Григорьева, Т.Ю. Оценка ущерба, наносимого вредными выбросами с отработавшими газами дизелей / Т.Ю. Григорьева, Е.М. Артеменко, Е.И. Кибяков // Повышение экологической безопасности автотракторной техники. - Барнаул, 2001. - С. 124-138.

51. Дмитриев М.С. Определение оптимальных параметров настройки сигнализации заднего хода грузовых автомобилей Дмитриев М.С., Хасанова М.Л., Руднев В.В. XXI век: итоги прошлого и проблемы настоящего плюс. 2021. Т. 10. № 2 (54). С. 173-177.

52. Dmitriyev M.S. Development of an automatic differential lock based on the tangential inertial forces principle Dmitriyev M.S., Rudnev V.V., Khasanova M.L., Merkulov E.P., Polunin I.A. SSRG International Journal of Engineering Trends and Technology. 2021. Т. 69. № 10. С. 7-14.

53. Gritsenko, A.V. Monitoring Engine Toxicity Parameters and Selective Control of Its System Operation/ Gritsenko, A.V., Almetova, Z.V., Rudnev, V.V. Lecture Notes in Mechanical Engineering this link is disabled, 2020, стр. 829–838

54. Rudnev, V.V. Pneumatic hybrid power plants efficiency/ Rudnev, V.V., Dmitriyev, M.S., Khasanova, M.L., Merkulov, E.P., Ulyanova, V.G. International Journal of Engineering and Advanced Technology this link is disabled, 2019, 8(6), стр. 5186–5191.

55. Пат. 49491 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 60 В 39/00. Устройство для предотвращения проскальзывания ведущих колес транспортного средства [Текст] / Дмитриев М. С., Горшков Ю. Г., Попова С. Ю. и др. ; заявитель и патентообладатель Челябинский государственный агроинженерный университет. – № 2005121980/22 ; заявл. 11.07.2005 ; опубл. 27.11.2005, Бюл. № 33. – 2 с. : ил.

56. Пат. 49502 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 61 С 15/10. Устройство для подачи сыпучих материалов под ведущие колеса мобильных машин [Текст] / Дмитриев М. С., Горшков Ю. Г., Попова А. Г. и др. ; заявитель и патентообладатель Челябинский государственный агроинженерный университет. – № 2005121981/22 ; заявл. 11.07.2005 ; опубл.

27.11.2005, Бюл. № 33. – 2 с. : ил.

57. Пат. 51343 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> А 62 С 35/13. Автоматическое устройство тушения пожара на автомобиле [Текст] / Дмитриев М. С., Горшков Ю. Г., Зайнишев А. В., Старунова И. Н. и др. ; заявитель и патентообладатель Челябинский государственный агроинженерный университет. – № 2005124752/22 ; заявл. 03.08.2005 ; опубл. 10.02.2006, Бюл. № 4. – 2 с. : ил.

58. Пат. 2289514 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 60 В 39/04. Устройство для предотвращения проскальзывания ведущих колес мобильных машин [Текст] / Дмитриев М. С., Горшков Ю. Г., Попова С. Ю. и др. ; заявитель и патентообладатель Челябинский государственный агроинженерный университет. – № 2005121816/11 ; заявл. 11.07.2005 ; опубл. 20.12.2006, Бюл. № 35. – 5 с. : ил.

59. Пат. 2332308 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 60 В 39/04. Устройство для улучшения сцепных и тормозных качеств буксующих колес на скользких несущих поверхностях [Текст] / Дмитриев М. С., Горшков Ю. Г., Богданов А. В., Гребенщикова О. А. ; заявитель и патентообладатель Челябинский государственный агроинженерный университет. – № 2007107554/11 ; заявл. 28.02.2007 ; опубл. 27.08.2008, Бюл. № 24. – 6 с. : ил.

60. Пат. 89028 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 60 Н 1/12. Устройство для подогрева пола кабины транспортного средства [Текст] / Дмитриев М. С., Горшков Ю. Г., Свечников П. Г., Старших В. В. и др. ; заявитель и патентообладатель Челябинский государственный агроинженерный университет. – № 2009102438/22 ; заявл. 26.01.2009 ; опубл. 27.11.2009, Бюл. № 33. – 2 с. : ил.

61. Пат. 2381914 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 60 Н 1/08, F 24 F 13/00. Устройство для поддержания нормальных параметров воздушной среды в кабинах транспортно-технологических машин [Текст] / Дмитриев М. С., Горшков Ю. Г., Житенко И. С. ; заявитель и патентообладатель

Челябинский государственный агроинженерный университет. – № 2008151216/11 ; заявл. 23.12.2008 ; опубл. 20.02.2010, Бюл. № 5. – 5 с. : ил.

62. Пат. 94917 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> В 60 К 17/35. Самоблокирующийся дифференциал транспортного средства [Текст] / Дмитриев М. С., Горшков Ю. Г., Старунова И. Н. и др. ; заявитель и патентообладатель Челябинская государственная агроинженерная академия. – № 2010106666/22 ; заявл. 24.02.2010 ; опубл. 10.06.2010, Бюл. № 16. – 2 с. : ил.

63. Пат. 85556 Российская Федерация, Двигатель внутреннего сгорания [Текст] / Руднев В.В., Хасанова М.Л., Кукис В.С. и др. – № 2009110309/22; опубл. 20.03.2009. – 2 с. : ил.

64. Пат. 62662 Российская Федерация, Комбинированный двигатель [Текст] / Руднев В.В., Хасанова М.Л., Пупков В.В. и др. – № 2006138294/22; опубл. 27.04.2007– 2 с. : ил.

65. Пат. 50256 Российская Федерация, Силовая установка [Текст] / Кукис В.С., Лаврик А.Н., Краснов А.М., Руднев В.В., Хасанова М.Л. и др. – № 2005103089/22 от 07.02.2005 – 2 с. : ил.

66. Горшков, Ю. Г. Механизм блокировки простого шестеренчатого дифференциала [Текст] / Ю. Г. Горшков, М. С. Дмитриев, И. Н. Старунова и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – М., 2009 - №3 – С. 9–10.

67. Горшков, Ю. Г. Определение уровня безопасности операторов мобильных средств сельскохозяйственного назначения [Текст] / Ю. Г. Горшков, А. В. Богданов, М. С. Дмитриев, С. Ю. Попова // Безопасность жизнедеятельности. – М., 2006 - №5. – С. 2–6.

68. Горшков, Ю. Г. Улучшение условий труда и повышение безопасности водителей автомобилей сельскохозяйственного назначения [Текст] / Ю. Г. Горшков, М. С. Дмитриев, Д. В. Потемкина // Охрана труда и техника безопасности в сельском хозяйстве. – М., 2006 - №9 – С. 17–20.

69. Дмитриев, М. С. Пути повышения уровня безопасности операторов мобильных машин [Текст] / М. С. Дмитриев, Ю. Г. Горшков, И.

Н. Старунова и др. // Известия ОГАУ. – Оренбург, 2007 – № 4 – С. 77–80.

*Научное издание*

**Руднев Валерий Валентинович**

**Хасанова Марина Леонидовна**

**Дмитриев Михаил Сергеевич**

**РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ  
СРЕДСТВ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧНОСТИ И  
БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА**

**Монография**

**Изд-во «Абрис»**

**454091, г. Челябинск, ул. Ленина, 15**

**Редактор М.С. Дмитриев**

**Объем 17 усл. печ. л.**

**Подписано в печать 07.11.2024**

**Тираж 500 экз. Формат А4**

**Отпечатано с готового оригинал-макета**

**В типографии Издательства «Абрис»**