Оглавление

Введение.....4

Глава I. Анализ процесса эксплуатации автомобилей с газовой аппаратурой.....8

1.1. Технология установки газобаллонного оборудования и проблемы, возникающие при его эксплуатации.....8

1.2. Техника безопасности при эксплуатации ГБО.....9

1.3. Основные неисправности автомобилей, оборудованных газобаллонной аппаратурой.....11

1.4. Техническое обслуживание газового оборудования автомобиля.....13

1.5. Анализ развития газовой аппаратуры и перспективы использования газового моторного топлива.....14

1.6. Требования к современному автомобильному двигателю. Анализ приспособленности двигателей с различными типами систем питания к работе на газовом моторном топливе.....15

1.7. Проблемы обеспечения качества функционирования газовой аппаратуры и пути их решения.....22

Выводы и задачи исследования.....28

Глава II. Теоретические основы корректирующих воздействий по обеспечению качества процесса эксплуатации автомобилей с газовой аппаратурой.....31

2.1. Концепция обеспечения качества процесса эксплуатации автомобилей с газовой аппаратурой.....31

2.2. Теоретические основы комбинирования топлив в эксплуатации.....34

2.3. Математическая модель газобаллонного автомобиля с двухтопливной системой питания.....41

2.4. Результаты расчетов расхода топлива автомобилем, оснащенным комбинированной системой питания.....48

2.6 Теория расчетов параметров системы подачи газа в двигатель.....51

Выводы.....76

Глава III. Методы и средства экспериментальных исследований двигателей и газобаллонных автомобилей при работе на сжиженном газе.....77

3.1. Методы и средства экспериментального исследования комбинированных систем подачи топлив.....77

3.2. Экспериментальное определение порога начала подачи высокооктанового компонента при комбинировании топлив.....78

3.3. Сравнительные эксплуатационные испытания газобаллонных автомобилей с универсальной и комбинированной системами питания.....80

3.4. Методы и средства экспериментального исследования газобаллонного автомобиля с системой дополнительного подогрева газа в условиях низких температур.....87

3.4.1. Испытания газобаллонного автомобиля с системой подогрева испарителя охлаждающей жидкостью.....88

3.4.2. Испытания газобаллонного автомобиля с системой электроподогрева газа.....91

Выводы.....98

Глава IV. Разработка корректирующих воздействий по обеспечению качества функционирования газовой аппаратуры автомобиля.....99

4.1. Переоборудование универсальной системы питания в комбинированную.....99

4.2. Результаты испытаний газобаллонного автомобиля с устройствами подогрева.….104

4.3. Обеспечение эффективности эксплуатации газобаллонных автомобилей в условиях низких температур.....108

Выводы.....112

Заключение.....113

Список использованных источников.....115

Введение

Актуальность проблемы. Автомобильный транспорт играет важнейшую роль в национальном хозяйстве страны, являясь наиболее энергопотребляемой частью отрасли РФ. В условиях базовой рыночной экономики эффективность и бесперебойность его работы приобретает исключительно важное хозяйственное и социально-экономическое значение. Большая часть автомобилей оснащена бензиновыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС). Важной и сложной является задача снижения эксплуатационных затрат и загрязнения окружающей среды, особенно в крупных городах и промышленных центрах.

Перспективным способом снижения эксплуатационных затрат и токсичности ДВС является непосредственный перевод транспорта газомоторное топливо (ГМТ). Аналитики предполагают, что существует возможность перевода автомобилей на альтернативные виды топлива к 2020 году примерно 23% транспорта.

В результате перевода бензинового ДВС на питание ГМТ происходит незначительное снижение существующей максимальной мощности, но в данном случае значительно снижается токсичность вырабатываемых газов, помимо этого, почти вдвое уменьшаются расходы на горюче-смазочные материалы. Существует определенная практика переоборудования бензиновых ДВС для питания ГМТ, в данном случае происходит эксплуатация в результате установки комплекта газовой аппаратуры. Результат получается таков, что автомобиль становится двухтопливным. Топливная система бывает универсальной и комбинированной, в данном случае все зависит от режима использования таких видов топлива. Универсальный режим предусматривает только один вид топлива: бензин или газ, а комбинированный, в свою очередь предусматривает случай, когда существует возможность использовать оба вида топлива. Настоящая работа посвящена обеспечению качества функционирования газовой аппаратуры автомобилей с двухтопливной системой питания при использовании газа сжиженного нефтяного (ГСН) в ДВС с искровым зажиганием.

Установка газовой аппаратуры на современные автомобили с ДВС характеризуется системой впрыска топлива, в результате чего появляются дефекты смесеобразования и воспламенения используемой смеси, что обусловлено в свою очередь физико-химическими свойствами газомоторного топлива. Решить такой комплекс проблем возможно в рамках концепции, которая сформулирована в данной диссертации.

Цель диссертации заключается в том, чтобы отметить пути обеспечения качества функционирования газовой аппаратуры. Объектом исследования является непосредственно процесс эксплуатации автомобиля, который в свою очередь оснащен

газовой аппаратурой, а предметом диссертации выступает закономерность изменения эксплуатационных свойств автомобиля в зависимости от технического состояния элементов газовой аппаратуры.

Методы исследования. В диссертационной работе были использованы методы математического моделирования и статистической обработки экспериментальных данных.

Разработка и непосредственное создание современных конструкций газовой аппаратуры и совершенствование имеющихся методов ее использования представляет собой одну из важнейших и актуальных социально-экономических задач.

Обоснованность и достоверность основных выводов и рекомендаций подтверждена материалами экспериментальных исследований систем питания ДВС в стендовых, лабораторно-дорожных и эксплуатационных условиях с использованием контрольно-измерительной и газоаналитической аппаратуры, отвечающей современным метрологическим требованиям, поставленной цели и задачам исследования.

Задачи исследования:

- исследовать современные системы газовой аппаратуры;
- определить влияние эксплуатационных факторов на качество функционирования топливовоздушной смеси;
- выявить возможность использования системы дополнительного подогрева газа в условиях низких температур;
- предложить способы по улучшению работы газовой аппаратуры на основе разработки математической модели.

Научная новизна исследований состоит:

- разработка научно-обоснованной концепции и современных теорий позволяют более эффективно скорректировать существующие воздействия, что, в свою очередь, определяет качество функционирования газовой аппаратуры автомобиля;
- непосредственная разработка расчетно-аналитических методов позволит создать детонационную стойкость смесей ГСН, что в данном случае зависит от определенных условий, например, аддитивности и метода добавки ГСН в низкооктановый бензин;
- разработка математических моделей двухтопливной системы питания, а также, систем впрыска;
- необходимо установить возможную закономерность влияния бензиновой и газовой систем. Впоследствии разрабатываются методы повышения эффективности использования ГБА, что происходит в условиях низких температур. Также производится корректировка технических нормативов на двухтопливную систему питания, помимо

этого, осуществляются мероприятия, которые позволяют повысить безопасность использования ГБА;

• необходимо обосновать уровень состава топливно-воздушной смеси, ее стабильность зависит непосредственно от условий использования ГБА для систем впрыска газа в двигатель;

• разработка совершенных методов технологический параметров слива газа из баллонов, разработка рекомендации, которые впоследствии позволят определить наиболее совершенные запорно-предохранительные арматуры.

Практическая значимость заключается в использовании результатов исследований:

• Преобразование бензинового ДВС происходит непосредственно для работы ГСН, а также специализированного подвижного состава, главной функцией которого является перевозка в сфере городского жилищно-коммунального хозяйства, чаще – городского пассажирского автотранспорта, сюда можно включить легковые автомобили личного, а также служебного пользования.

• Подключение оригинальных узлов, например, дозирующего-экономного устройства, в данной ситуации это позволяет снизить возможную токсичность выхлопных газов. Осуществляются данные методы на переходных режимах, а также режиме холостого хода, помимо этого – комбинированного карбюратора-смесителя, в данном случае это гарантирует работоспособность в условиях высокогорья.

• В случае, когда создаются двухтопливные совмещенные системы питания ДВС, это приводит к значительному повышению надежности при использовании, помимо этого, позволяет эффективно использовать ГСН вместе с низкооктановым бензином и газовым конденсатом.

• Разработанные методы инженерного расчета двухтопливных систем питания ДВС и дозирующих элементов системы электронного впрыска газа так же, как и газовый редуктор, характеризуются главным образом тем, что обеспечены электронной системой управления процессами топливоподачи, в результате чего происходит обратная пневматическая связь.

• Разработка методов подогрева ГСН характеризуется снижением затрат на топливо в зимний период времени.

• Определение нормативов трудоемкости и их оценка осуществляется на основе периодичности обслуживания двухтопливных систем питания ГБА.

• Определение технологических параметров процесса слива ГСН из баллонов автомобилей, а также доработка и внесение коррективов в конструкцию их запорной арматуры и проверка исполнения постов слива газа.

Глава I. Анализ процесса эксплуатации автомобилей с газовой аппаратурой

1.1. Технология установки газобаллонного оборудования и проблемы, возникающие при его эксплуатации

Для бесперебойной работы ГБО и для обеспечения безопасной эксплуатации автомобиля должна правильно соблюдаться технология монтажа газобаллонного оборудования, которая условно подразделяется на несколько основных этапов.

Согласно правилам установки ГБО, этот процесс осуществляется в два этапа. На первом этапе необходимо подобрать комплект ГБО под конкретный автомобиль. Для этого нужно определить, в каком режиме планируется использовать это оборудование: постоянно или периодически, длительность эксплуатации автомобиля в целом. На основе этих сведений делается вывод, какое ГБО следует установить, чтобы покупка и установка принесли реальную экономическую выгоду.

Как правило, на карбюраторные и инжекторные автомобили до 2008 года выпуска целесообразно ставить ГБО 2-ого поколения. Для более молодых авто оптимальным решением будет установка газобаллонного оборудования 4-ого поколения. В Европе на двигатели производят установку ГБО 5-ого поколения. Оно имеет принципиальное отличие в том, что газ еще в сжиженном виде поступает непосредственно в цилиндр авто. В России такое оборудование еще не производят.

После выбора начинается процесс монтажа. В случае стандартной машины, стандартного комплекта оборудования и отсутствия непредвиденных накладок перевод авто на газ занимает около 4-6 часов. Иногда может потребоваться и большее количество времени: до 3-4 суток, особенно это касается редких иномарок.

Монтаж газового оборудования на инжектор требует особого внимания из-за необходимости установки защитных клапанов, так называемых "хлопушек", для точного определения места смесителя, а также коррекции угла опережения зажигания.

После завершения работ по установке ГБО на авто следует процесс регулировки и отладки. Теперь можно заправить машину и проверить работоспособность системы. Целью регулировки является обеспечение оптимального расхода топлива при сохранении хорошего ресурса двигателя.

Также после переоборудования авто на газ выполняют регулировку при помощи газоанализатора. Окончательная настройка осуществляется уже на ходу автомобиля.

На последнем этапе необходимо зарегистрировать установку газового оборудования на машину и получить следующие документы:

- свидетельство о соответствии;

- свидетельство об испытаниях;
- гарантийный талон или сервисную книжку.

1.2. Техника безопасности при эксплуатации ГБО

Многие считают, что установка ГБО 4-ого поколения не обеспечивает должную безопасность во время эксплуатации автомобиля. В частности существует утверждение, что газ обладает высокой взрывоопасностью. Поэтому предпочтение во время эксплуатации машины отдают бензину. Мало кто из противников газификации знает о том, что взрыв газа возможен только при определенных условиях. Так, для того чтобы произошел взрыв ГБО, необходима не только большая концентрация газа, но и определенная температура воздуха. Конечно, минимальный риск возникновения такой ситуации существует. Да и система автомобиля, в котором установлено газобаллонное оборудование немножко усложнится. Но, как показывает опыт, для предотвращения любых форс-мажорных обстоятельств достаточно грамотного и своевременного технического обслуживания газового оборудования.

Необходимо отметить, что газ взрывается только при участии кислорода. Поэтому если баллон исправен, т.е. у него отсутствуют какие-либо повреждения, то взорваться он не сможет. Повредить же газовый баллон довольно сложно. Причем, даже после повреждения баллона пропанобутановая смесь загорится после вытекания, но не взорвется. Стоит заметить, что всем находящимся в машине во время такой аварии последствия будут попросту безразличны.

Газовый баллон изготавливается из более прочной и толстой стали, чем бензобак. И в отличие от бензобака, в него не проникает кислород, это минимизирует вероятность взрыва. Очевидно, что эти утверждения справедливы для оборудования, изготовленного в заводских условиях.

Если газовый баллон подвергается каким-либо неправильным переделкам, то последствия могут быть опасными. Количество газа в баллоне не должно превышать 80%. Оставшиеся 20% необходимы для воздушной подушки, благодаря которой и сокращается вероятность возникновения взрыва: известно, что при нагревании объем газа увеличивается.

Основной претензией, которую представляют противники газификации машин, является неприятный запах в машине. Как правило, такой запах вызывают неисправности в работе ГБО. Для их исправления необходимо оперативное вмешательство специалистов либо соблюдение определенных правил безопасности. Так, нужно внимательно следить за тем, чтобы газовый конденсат сливался вовремя, а все инструменты и материалы, которые

применяются для этих целей, хранились бы вне салона. Своевременные посещения сервисного центра позволят оперативно разобраться с тем, что происходит с автомобилем.

Стоит отметить, что угрозу для жизни и здоровья представляет не неприятный запах, который даже не является газом. Этот запах вызывается одоратором, добавляемым к газу для того, чтобы оперативно заметить любые протечки. Угарный газ не имеет ни цвета, ни запаха.

Оборудование, установкой которого занимались профессионалы, не представляет никакой опасности для здоровья человека. Оно абсолютно герметично. Достаточно лишь четко соблюдать определенные правила и контролировать герметичность системы. Для этих целей достаточно систематически и тщательно обмыливать соединения специальной эмульсией.

Таким образом, современное газобаллонное оборудование отличается высокой безопасностью. Однако и установку ГБО, и его обслуживание, и профилактику можно доверять только профессионалам, работающим в специализированных сервисных центрах. Также необходимо следовать всем требованиям, изложенным в инструкциях, учитывать рекомендации и не забывать при этом о здравом смысле. Четкое следование всем требованиям техники безопасности избавит автовладельца от любых рисков эксплуатации ГБО.

При эксплуатации ГБО категорически запрещается:

- работа двигателя на газе при неисправной газовой аппаратуре и при наличии утечек газа из системы;
- ставить автомобиль с неисправной газовой аппаратурой в закрытое помещение;
- производить какой-либо ремонт, замену аппаратуры или основных агрегатов при наличии газа в системе питания;
- производить выпуск газа из баллона и из системы в закрытом помещении;
- производить проверку герметичности соединений открытым пламенем.

Значительные утечки обнаруживаются на слух, небольшие – мыльной пеной при смачивании соединений.

Перед проверкой или исправлением приборов электрооборудования на автомобиле необходимо убедиться в отсутствии скопления газа под капотом двигателя.

Ремонт газовой аппаратуры следует производить только после выработки газа из системы при закрытых вентилях на баллоне.

В случае возникновения на автомобиле пожара необходимо немедленно выключить зажигание, закрыть расходный вентиль на баллоне и приступить к тушению горящего автомобиля огнетушителем, песком, одеждой.

1.3. Основные неисправности автомобилей, оборудованных газобаллонной аппаратурой

В таблице 1.1 даны основные неисправности автомобилей с ГБО и методы их устранения.

Таблица 1.1 – Неисправности автомобилей с ГБО и методы их устранения.

Неисправность	Причина	Порядок устранения
Газ не поступает в двигатель или поступает в недостаточном количестве	Неполное открытие расходного вентиля блока арматуры.	Полностью открыть вентиль.
	Засорение фильтрующих элементов.	Очистить и промыть фильтры.
	Засорение трубопроводов отложениями.	Продуть трубопроводы.
	Не работает переключатель вида топлива.	Проверить контакты переключателя.
	Не полностью открыт клапан электромагнитный газовый.	Отвернуть электромагнит, проверить сердечник и клапан. При необходимости заменить.
Поступление газа в неработающий двигатель	Негерметичен электромагнитный клапан газовый редуктора.	Отвернуть электромагнит, проверить состояние клапана и седла. При необходимости бракованную деталь заменить.
Ухудшение пуска двигателя	Пропуск газа через клапан 2-ой ступени редуктора.	Прочистить клапан.
	Неисправен	Зачистить контакты

Неисправность	Причина	Порядок устранения
	переключатель вида топлива.	переключателя.
	Нарушение регулировки холостого хода.	Отрегулировать холостой ход.
	Одновременная подача двух топлив.	Установить переключатель вида топлива в требуемое положение. Проверить положение ручного привода бензинового клапана
	Не работает переключатель вида топлива.	Проверить контакты переключателя. Заменить переключатель вида топлива.
	Пропуск газа через клапан 2-ой ступени редуктора.	Прочистить клапан.
	Не отрегулирован дозатор газа.	Провести регулировку дозатора газа на режимах полного открытия дроссельных заслонок.
	Недостаточное поступление газа в редуктор.	См. раздел "Газ не поступает в двигатель…".
	Подсос воздуха в газопроводах низкого давления.	Устранить подсосы.
	Загрязнен воздушный фильтр.	Заменить воздушный фильтр.
	Одновременная подача двух топлив.	Установить переключатель в требуемое положение. Проверить положение ручного привода бензинового клапана.

Неисправность	Причина	Порядок устранения
	Обмерзание редуктора-испарителя.	Долить охлаждающую жидкость в систему охлаждения двигателя. Прогреть двигатель на бензине.

1.4. Техническое обслуживание газового оборудования автомобиля.

Во избежание неисправностей ГБО уже установленной на борт автомобиля следует проходить ТО по месту установки:

- каждые 10 тысяч километров пробега:
  - проверка герметичности соединений газопроводов;
  - проверка крепления аппарата: баллона, редуктора, клапанов, смесителя;
  - регулировка качества смеси.
- каждые 20-30 тысяч километров пробега:
  - снятие, очистка или замена газового фильтра;
  - промывка редуктора, очистка его от механических частиц, смолистых отложений;
  - регулировка качества смеси.
- каждые 80-100 тысяч километров пробега:
  - замена мембраны редуктора;
  - регулировка качества смеси;
  - замена газового фильтра.

Для обеспечения оптимального расхода газа при сохранении заданной мощности двигателя необходимо также производить регулировку и настройку газового оборудования автомобиля.

Если система электронная, также проводится и диагностика блока. Обязательно проверяются баллоны: первая проверка делается через 10 месяцев со дня продажи, а затем – каждый год-два (согласно обозначенной в талоне дате).

Также для прохождения техосмотра для автомобиля с ГБО нужно иметь дополнительные документы. Это свидетельство о проверке баллона; документ об установке, выданный станцией; копия лицензии станции-установщика. Если ГБО куплено самостоятельно, то нужна и копия сертификата на оборудование. Все эти документы рекомендуется всегда возить с собой.

1.5. Анализ развития газовой аппаратуры и перспективы использования газового моторного топлива

Потребление природного газа в качестве моторного топлива в России стабильно увеличивается.

Значительному потенциалу роста отечественного рынка газомоторного топлива способствуют:

- существенные запасы природного газа и развитая газораспределительная сеть, позволяющие обеспечивать стабильность поставок газомоторного топлива в долгосрочной перспективе;
- внедрение энергоэффективных видов топлива на транспорте, в том числе перевод пассажирского транспорта и коммунальной техники на природный газ в городах с численностью населения более 100 тыс. человек;
- расширение ассортимента техники, работающей на природном газе, и газозаправочной инфраструктуры;
- низкая по сравнению с традиционными видами топлива цена на газомоторное топливо.

На территории России на период 2015–2017 годов «Газпромом» определены 10 приоритетных регионов развития газомоторной инфраструктуры: республики Татарстан и Башкортостан, Краснодарский и Ставропольский края, Ленинградская, Московская, Ростовская и Свердловская области, города Москва и Санкт-Петербург.

Соглашения о расширении использования природного газа в качестве моторного топлива компания заключила с 45 субъектами России.

По состоянию на конец 2016 года сеть автомобильных газонаполнительных компрессорных станций (АГНКС) Группы «Газпром» на территории России состоит из 254 единиц (включая АГНКС «Газпром нефти»). Планируется, что к концу 2020 года российская сеть АГНКС «Газпрома» будет насчитывать порядка 500 объектов.

Объем реализации КПГ через газозаправочную сеть «Газпрома» в 2015 году составил 436 млн куб. м (рис. 1.1).

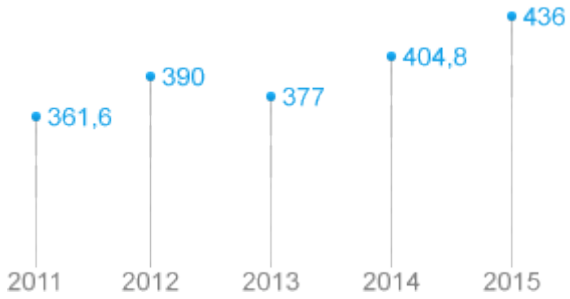


Рис. 1.1 – Объем реализации КПГ

В 2016 году компания планирует завершить сооружение 35 АГНКС и реконструировать четыре станции в 21 регионе России.

Кроме того, «Газпром» разрабатывает проекты по установке модулей компримирования природного газа на действующих автозаправочных станциях и эксплуатирует передвижные автогазозаправщики (ПАГЗ) для обеспечения поставок голубого топлива потребителям, находящимся на удаленном расстоянии от АГНКС.

Сегодня парк газомоторных автомобилей в России составляет порядка 145 тыс. единиц.

В настоящее время доля газомоторных машин в автопарке Группы «Газпром» составляет 26% (около 7,2 тыс. единиц). В среднесрочной перспективе компания планирует значительно увеличить количество собственной газомоторной техники.

1.6. Требования к современному автомобильному двигателю. Анализ приспособленности двигателей с различными типами систем питания к работе на газовом моторном топливе

ДВС с искровым зажиганием по типу системы питания можно разделить на три группы: карбюраторные, с системой центрального и распределенного впрыска.

В зависимости от наличия той или иной системы питания ДВС имеют свои преимущества и недостатки и в разной степени приспособлены к переводу их на питание ГМТ.

ДВС с искровым зажиганием, у которых ТВС готовится в карбюраторе, обладают рядом недостатков, к которым относятся:

1) низкая точность и нестабильность дозирования топлива. В массовом производстве достаточно сложно обеспечить высокую точность и стабильность размеров элементов изготовляемых карбюраторов. Это определяет точность и стабильность дозирования топлива. Кроме того, чтобы карбюратор на всех режимах обеспечивал требуемый состав ТВС, он должен иметь ряд дополнительных систем и устройств, что, в свою очередь, резко усложняет конструкцию карбюратора;

2) высокое сопротивление впускного тракта. Наличие в карбюраторе диффузоров и распылителей, без которых он не может приготовлять ТВС, увеличивает сопротивление впускного тракта. Это снижает коэффициент наполнения, особенно на высоких оборотах коленчатого вала, что, в свою очередь, способствует снижению мощности и крутящего момента ДВС;

3) сложность обеспечения равномерности состава ТВС по цилиндрам ДВС на всех режимах его работы. Наличие, как правило, одного карбюратора определяет наличие в многоцилиндровых ДВС впускного коллектора достаточно большой длины и достаточно сложной формы. Представляет большую проблему подбор формы впускного коллектора, обеспечивающего равномерность состава ТВС и коэффициента наполнения по цилиндрам ДВС. Несмотря на все усилия, не удается получить равномерность состава ТВС по цилиндрам выше, чем 20%. Низкая равномерность состава ТВС и коэффициента наполнения по цилиндрам повышает требования к октановому числу топлива и снижает равномерность работы ДВС;

4) наличие подогрева впускного коллектора и поступающего в ДВС воздуха. В карбюраторных ДВС невозможно обойтись без подогрева впускного коллектора и поступающего воздуха. Иначе невозможно обеспечить равномерность состава ТВС по цилиндрам и очень трудно бороться с конденсацией топлива на стенках впускного коллектора. В свою очередь, подогрев впускного коллектора и поступающего в ДВС воздуха вызывает повышение температуры поступающей ТВС, снижает коэффициент наполнения и ужесточает требования к октановому числу топлива.

К преимуществам ДВС с карбюраторной системой питания можно отнести низкую стоимость, хорошую ремонтопригодность, неприхотливость в эксплуатации. С точки зрения перевода этих ДВС на питание ГМТ необходимо отметить, что наличие подогрева впускного коллектора и поступающего воздуха, высокое сопротивление впускного тракта, неравномерность распределения ТВС по цилиндрам являются отрицательными факторами. Это не позволяет реализовать в таких ДВС все преимущества питания ГМТ.

ДВС с искровым зажиганием, оснащенные системой центрального впрыска, имеют, по сравнению с ДВС, оснащенными карбюраторами, меньше недостатков и позволяют реализовать больше преимуществ от применения питания ГМТ. У этих ДВС из недостатков остались неравномерность распределения ТВС по цилиндрам и наличие подогрева впускного коллектора и поступающего воздуха. При переводе этих ДВС на питание ГМТ низкое сопротивление впускного тракта сохранится только в случае принудительной подачи ГМТ без использования диффузора. Облегчает перевод этих ДВС на принудительное питание ГМТ наличие датчиков, контролирующих работу ДВС, и

электронного блока управления системой впрыска. Эти узлы можно использовать для управления системой питания ГМТ. В случае перевода этих двигателей на питание ГМТ с использованием смесителя с диффузором увеличивается сопротивление впускного тракта с вытекающими отсюда отрицательными последствиями.

ДВС с искровым зажиганием, оснащенные системой распределенного впрыска топлива, имеют преимущества по сравнению с ДВС, оснащенными карбюраторами или системами центрального впрыска. Эти преимущества следующие:

1) высокая точность и стабильность дозирования топлива за счет применения в этих системах большого количества датчиков, отслеживающих текущее состояние ДВС и применения электронного управления подачей топлива;

2) низкое сопротивление впускного тракта. У ДВС, оснащенных системой распределенного впрыска, отсутствуют элементы, создающие дополнительное сопротивление во впускном тракте, и поэтому сопротивление впускного тракта лимитируется только сопротивлением, создаваемым впускными клапанами и воздушным фильтром;

3) высокая равномерность распределения ТВС по цилиндрам ДВС. В этом случае форсунки подают топливо в распыленном виде практически на впускной клапан, поэтому не является большой проблемой обеспечение равномерности распределения по цилиндрам поступающего воздуха (однородный газ);

4) отсутствие подогрева впускного коллектора и поступающего в ДВС воздуха. Применение распределенного впрыска позволяет отказаться от подогрева впускного коллектора и поступающего в ДВС воздуха, что способствует снижению его температуры, увеличению плотности поступающей ТВС, увеличению коэффициента наполнения, росту мощности и крутящего момента, снижению требований к октановому числу топлива.

К недостаткам систем распределенного впрыска можно отнести относительно высокую стоимость и высокие требования к качеству обслуживания.

ДВС, оснащенные распределенным впрыском, в наибольшей степени отвечают требованиям, предъявляемым к газовым ДВС. Этому также способствует тот факт, что современные ДВС с распределенным впрыском имеют, как правило, четыре клапана на цилиндр и высокую степень сжатия. Однако, в эксплуатации до сих пор подавляющее большинство автомобилей, работающих на ГМТ, имеют карбюраторную систему питания.

Современный автомобильный ДВС должен отвечать множеству требований, многие из которых находятся в противоречии друг с другом. ДВС должен быть мощным, легким, экономичным, экологичным. В последнее время в связи с обострившейся экологической обстановкой требования по чистоте выхлопа двигателей выходят на

первый план и, как правило, вступают в противоречие с остальными требованиями. ДВС, отвечающий жестким экологическим нормам, имеет меньшую мощность, больший вес, и зачастую имеет больший расход топлива, чем менее экологически чистый.

На состав отработавших газов (ОГ) оказывает влияние большое количество факторов, а именно: состав ТВС; однородность ТВС; равномерность распределения ТВС по цилиндрам ДВС; угол опережения зажигания; конструкция камеры сгорания; фазы газораспределения; степень сжатия; техническое состояние ДВС; режим работы ДВС и другие.

На состав ОГ система питания оказывает влияние только посредством первых трех факторов. Причем однородность ТВС и равномерность распределения ТВС по цилиндрам ДВС обеспечиваются конструктивно. Поэтому в процессе работы ДВС система питания может повлиять на состав ОГ только посредством изменения состава ТВС. Состав ТВС определяется соотношением количества воздуха и количества топлива и характеризуется коэффициентом избытка воздуха (α). Смесь с коэффициентом избытка воздуха, равным единице, называется стехиометрической, т. е. нормальной. Если $\alpha>1$, то есть воздуха в смеси больше, чем необходимо для полного сгорания топлива, смесь называют бедной. Если $\alpha<1$ – смесь богатая.

ОГ содержат большое количество вредных для здоровья человека компонентов. Наиболее опасными компонентами ОГ с экологической точки зрения являются окись углерода *CO*, углеводороды C_yH_m и окислы азота – NO_x.

Выброс *CO* достигает минимума при составе смеси, близком к стехиометрическому и обедненному, а при дальнейшем обеднении практически не изменяется. Выброс C_yH_m при обеднении примерно до $\alpha=1,2$ монотонно падает, затем резко возрастает. Увеличение количества углеводородов в ОГ при $\alpha>1,2$ объясняется малой скоростью их сгорания и значительной неравномерностью циклов сгорания. Кроме того, начинаются пропуски рабочих ходов в отдельных цилиндрах, и несгоревшие углеводороды выбрасываются в выпускной трубопровод. Максимум выбросов NO_x достигается при составе ТВС, близком к стехиометрическому, а при дальнейшем обеднении ТВС выброс окислов азота уменьшается. Это объясняется в основном уменьшением температуры сгорания при обеднении ТВС.

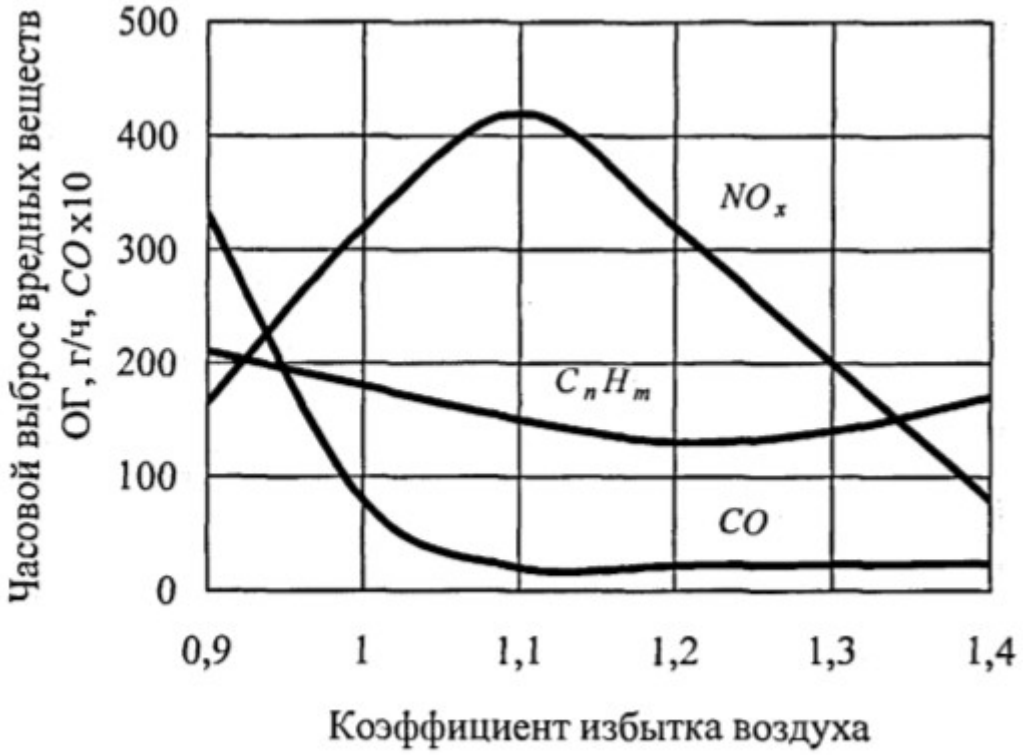


Рис. 1.2 – Типичная зависимость часового выброса *CO*, NO_x, CyH_m от коэффициента избытка воздуха

В настоящее время наметилось три основных направления снижения токсичности автомобильных ДВС:

1. применение 3-х компонентных каталитических нейтрализаторов ОГ при поддержании состава ТВС, близкому к стехиометрическому (α=1,0);
2. создание ДВС, способных работать на очень бедных ТВС (α=1,3-1,5), в сочетании с окислительным нейтрализатором ОГ;
3. применение альтернативных топлив.

Применение 3-х компонентного каталитического нейтрализатора ОГ при поддержании состава ТВС, близкому к стехиометрическому, на сегодняшний день один из самых эффективных и наиболее применяемых способов снижения токсичности ОГ. Для поддержания состава ТВС, близким к стехиометрическому, применяют системы питания с обратной связью. В качестве сигнала обратной связи, как правило, выступает сигнал так называемого кислородного датчика. Преимущества этого способа очистки ОГ следующие:

1) высокая эффективность очистки ОГ (до 90%);
2) хорошие ездовые свойства автомобиля, оснащенного таким ДВС (объясняется достаточной мощностью, развиваемой ДВС, при стехиометрическом составе ТВС)

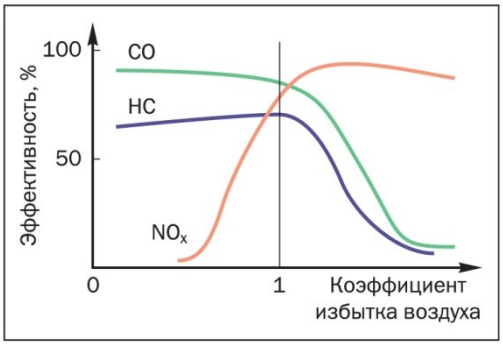


Рис. 1.3 – Зависимость эффективности действия нейтрализатора от коэффициента избытка воздуха

Но этот способ имеет ряд недостатков:

1) высокая стоимость. 3-х компонентный каталитический нейтрализатор и кислородный датчик в системе регулирования состава ТВС, как правило, содержат дефицитные и дорогостоящие металлы - платину, палладий, родий, цирконий;

2) необходимость применения неэтилированного бензина. Платина, имеющаяся в каталитическом нейтрализаторе и кислородном датчике, "отравляется" содержащимся в топливе свинцом и соединениями серы;

3) повышенный расход топлива в результате работы ДВС на неэкономичном режиме (α=1,0). Для большинства двигателей минимум расхода топлива достигается примерно при α =1,2;

3) низкая эффективность очистки ОГ при температурах каталитического нейтрализатора меньше 300°С (прогрев, холостой ход).

ДВС, способные работать на бедных ТВС (α=1,3-1,5), в сочетании с окислительным нейтрализатором ОГ применяются, как правило, с системами питания, способными поддерживать состав ТВС на пределе обеднения. Это системы с обратной связью, в которых в качестве сигнала обратной связи может быть использована информация о:

- неравномерности вращения коленчатого вала ДВС;
- разбросе максимальных значений давления рабочих циклов;
- разбросе максимальных значений давления отработавших газов в выпускной системе ДВС;
- составе ТВС, получаемая от кислородного датчика.

Преимущества этого способа следующие:

1) высокая экономичность благодаря использованию бедных ТВС (α=1,3-1,5);

2) значительный эффект очистки ОГ достигается даже без использования нейтрализатора (рис. 1.2);

3) относительная дешевизна окислительного нейтрализатора по сравнению с 3-х компонентным каталитическим нейтрализатором.

Но есть и недостатки:

1) несколько меньшая эффективность очистки ОГ (до 75%) по сравнению с первым способом (до 90%);

2) худшие ездовые свойства автомобиля, оснащенного таким ДВС (объясняется недостаточной мощностью при работе на бедной ТВС).

Применение альтернативных топлив (ГМТ, спирта, водорода и т.д.) в некоторых случаях позволяет снизить токсичность ОГ до приемлемого уровня без значительного усложнения и удорожания конструкции ДВС. Однако требования по токсичности ОГ с каждым годом ужесточаются и теперь даже при работе ДВС на ГМТ для выполнения этих требований необходимо применение либо 3-х компонентных каталитических нейтрализаторов при $\alpha=1,0$, либо применение окислительных нейтрализаторов при $\alpha=1,3$-$1,5$.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что практически все известные способы снижения токсичности ОГ предполагают поддержание системой питания ДВС состава ТВС в определенных пределах.

Причины низкой стабильности дозирования эжекционными системами питания ГМТ следующие:

1) нестабильность состава ГМТ в емкости для хранения ГМТ;

2) нестабильность температуры ГМТ в емкости для хранения ГМТ;

3) зависимость выходного давления газового редуктора от расхода ГМТ;

4) изменение состава ТВС, приготовляемой смесителем, вследствие его физических свойств и изменения соотношения плотностей ТМТ и воздуха.

Причины низкой стабильности дозирования системами принудительной подачи ГМТ без системы стабилизации состава следующие:

1) нестабильность состава ГМТ в емкости для хранения ГМТ;

2) нестабильность температуры ГМТ в емкости для хранения ГМТ;

3) зависимость выходного давления газового редуктора от расхода ГМТ.

Давление ГСН в емкости для хранения газа зависит от температуры и фракционного состава и в условиях реальной эксплуатации может изменяться в довольно широких пределах (от 0 до 1,2 МПа).

У каждой ступени газового редуктора существует зависимость давления на выходе от давления на входе и от расхода ГМТ через ступень газового редуктора. Причем

давление на выходе зависит от расхода линейно, а от давления на входе находится в сложной математической зависимости. Согласно результатам проведенных исследований, влияние изменения давления на входе в редуктор и изменения расхода ГМТ через редуктор может привести к изменению коэффициента избытка воздуха на 20-40%.

Смеситель также оказывает влияние на нестабильность дозирования. Состав газовоздушной смеси зависит от разрежения в смесителе и от соотношения плотностей ГМТ и воздуха. Разрежение в смесителе, а, следовательно, и расход газа через смеситель, находится в квадратичной зависимости от расхода воздуха через него, и эта нелинейность приводит к неравномерности состава ТВС от расхода воздуха. Плотность ГМТ, как указано выше, может изменяться довольно значительно (это варьирование для ГСН достигает 30%). Кроме этого, оказывает влияние и плотность воздуха, которая зависит от температуры и атмосферного давления.

Учитывая вышеизложенное, можно сделать вывод о том, что основными причинами низкой стабильности состава ТВС, приготовляемой эжекционными газовыми системами питания и системами впрыска без системы стабилизации состава, являются нестабильность состава и температуры ГМТ, а также зависимость выходного давления редуктора от расхода ГМТ.

1.7. Проблемы обеспечения качества функционирования газовой аппаратуры и пути их решения

В связи с тем, что автомобильная промышленность нашей страны в настоящее время не выпускает газобаллонное оборудование, а пополнение парка автомобилей, работающих на газомоторном топливе, осуществляется переоборудованием находящихся в эксплуатации автомобилей, использующих в качестве топлива бензин, в газобаллонные, все проблемы, касающиеся применения ГМТ на автотранспорте являются проблемами эксплуатации автомобилей.

Для переоборудования автомобилей используют комплекты ГБО, поставляемые автомобильной промышленностью или предприятиями военно-промышленного комплекса.

Одним из привлекательных условий для пополнения парка ГБА является меньшая отпускная цена на ГСН по сравнению с бензином. Так, согласно Постановлению правительства РФ, разница в ценах должна быть не ниже, чем в два раза.

Другим существенным положительным моментом применения ГСН в качестве топлива на автотранспорте является возможность улучшать экологические показатели автомобилей путем снижения вредных составляющих в выхлопных газах, снижения шума

за счет более мягкой работы ДВС на ГМТ, а также снижения теплонапряженности деталей ДВС. Это достигается за счет особенностей физико-химических свойств ГСН, который хранится в баллонах в жидком виде, а подается в цилиндры ДВС в газообразном, при этом расходуется теплота охлаждающей жидкости, а также за счет более высокой детонационной стойкости компонентов ГСН.

Реализация этих и других положительных показателей от применения ГСН на автомобильном транспорте возможна при условии обеспечения заданной эксплуатационной надежности ГБА. Для достижения заданной эксплуатационной надежности необходимо, как минимум, выполнение следующих условий:

1) Конструктивное исполнение системы питания ГСН должно быть выполнено таким образом, чтобы была обеспечена её работоспособность в достаточно широком диапазоне температур окружающего воздуха как для ДВС, оборудованных карбюратором, так и оборудованных системой впрыска топлива. Особенно остро стоит проблема обеспечения работоспособности ДВС, оборудованных системами впрыска ГСН, в зимний период эксплуатации. Объясняется это тем, что устойчивая работа ДВС на ГСН возможна после его прогрева, так как давление ГСН на выходе редуктора должно быть не менее 2 кг/см, и при условии, что в баллон заправлен ГСН с превалирующим содержанием пропана.

2) Наличие квалифицированного технического персонала для эксплуатации ГБА с обязательным прохождением обучения по соответствующей программе и с определенной периодичностью (1 раз в 2 года).

3) Обязательное проведение сезонного обслуживания узлов системы питания ГБО, а также некоторых узлов системы подачи бензина (бензонасос, карбюратор, топливопровод). Как показали исследования, при невыполнении этих условий резко снижаются эксплуатационные показатели надежности системы питания по универсальной схеме, а это, в свою очередь, приводит к снижению показателей экологичности, экономичности и пожарной безопасности.

4) Наличие достаточного количества автомобильных газовых заправок, пунктов контроля технического состояния узлов ГБО, а также участков контрольных проверок автомобильных газовых баллонов и постов слива ГСН.

5) Использование ГСН научно обоснованного компонентного состава и требуемой степени очистки.

6) Применение научно обоснованных технологий межсменного хранения ГБА на открытых площадках, а также в закрытых отапливаемых и неотапливаемых помещениях.

Каждое из упомянутых условий может явиться объектом самостоятельных исследований, а в совокупности позволит выработать оптимальные критерии поддержания эксплуатационной надежности ГБА в заданных пределах с минимальными затратами и с достаточно высокими экологическими показателями.

На основе опыта использования ГМТ в качестве автомобильного топлива наиболее предпочтительным является использование автомобилей с универсальной системой питания (рис. 1.4). Универсальные системы питания получили широкое распространение и составляют наибольшую долю среди систем питания автомобилей, использующих альтернативные виды топлив. Универсальная система питания позволяет применять в качестве топлива ГМТ с сохранением полноценной системы питания бензином.

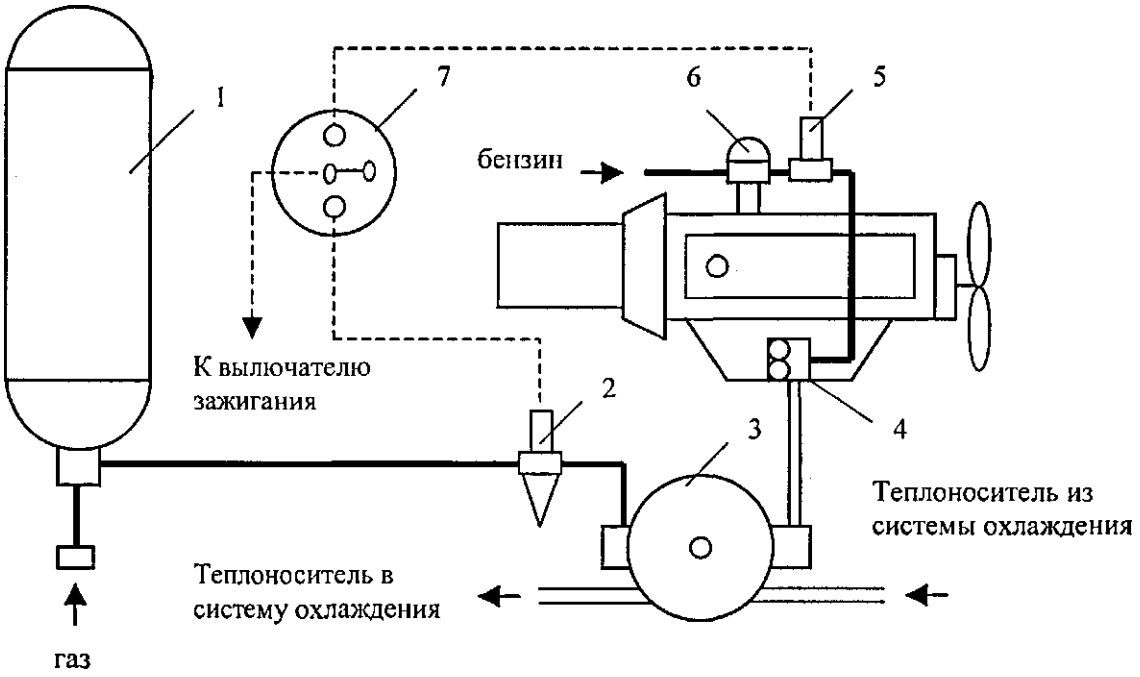


Рис. 1.4 – Универсальная система питания: 1 - газовый баллон;
2 - магистральный газовый клапан; 3 - газовый редуктор;
4 - карбюратор-смеситель; 5 - бензиновый клапан; 6 - бензонасос;
7 - тумблер переключения вида питания.

Автомобили, оснащенные универсальной системой питания, могут применяться в различных регионах, даже там, где не всегда имеется возможность заправки каким-либо из этих топлив или поставки какого-либо из этих топлив ограничены. Кроме того, такие автомобили имеют возможность продолжать полноценную работу в случае выхода из строя одной из систем питания.

Однако для достижения универсальности приходится идти на некоторые компромиссы. При изучении опыта эксплуатации автомобилей с универсальной системой питания были выявлены некоторые их недостатки, связанные с универсальностью системы:

- нарушение работоспособности части системы, находящейся длительное время в выключенном состоянии, что ведет к снижению надежности автомобилей;
- отрицательное проявление низкой скорости сгорания газовоздушной смеси на режимах работы с высокой частотой вращения коленчатого вала, что ведет к снижению ресурса ДВС и увеличению расхода топлива;
- увеличение затрат на топливо при эксплуатации ГБА в городе в условиях низких температур в режиме коротких поездок и длительных остановок.

Рассмотрим более подробно вышеуказанные недостатки и причины, вызывающие их.

Нарушение работоспособности системы, находящейся в выключенном состоянии, происходит значительно раньше, чем системы, находящейся во включенном, рабочем состоянии. Это происходит по причине отсутствия в неработающей системе циркуляции топлива, что ухудшает теплоотвод и условия смазки подвижных частей. Отсутствие смазки и перегрев узлов системы приводит к преждевременному разрушению резинотехнических изделий и чрезмерному, преждевременному износу металлических подвижных частей. Так как продукты износа не уносятся потоком топлива, а остаются в зоне трения, износ усиливается. Перегрев узлов и стабильное положение продуктов износа и частиц топлива приводят к усиленному смоло- и лакообразованию, что также приводит к быстрому нарушению работоспособности топливоподающих систем. Это приводит к увеличению затрат на обслуживание и ремонт.

При работе двигателя на ГМТ, когда бензиновая система питания отключена, карбюратор остается незаполненным топливом. Происходит высыхание неметаллических деталей карбюратора и потеря его герметичности. Кроме того, при отсутствии бензина в поплавковой камере под действием тряски и вибрации поплавок протирается, ударяясь о дно, и разбивает игольчатый клапан. При переходе на питание бензином после длительного пробега с питанием двигателя ГМТ происходит следующее:

1) нарушение уровня топлива в поплавковой камере, что приводит к переобогащению ТВС и, как следствие, к повышению токсичности ОГ ДВС;

2) переполнение поплавковой камеры бензином, что в сочетании с нарушением герметичности карбюратора приводит к утечке бензина на горячие детали ДВС. В результате этого повышается пожарная опасность автомобиля, имеют место случаи возгорания ДВС.

Проводились исследования надежности в условиях эксплуатации элементов ГБО. Установлено, что 65 % отказов приходится на редукторы высокого и низкого давления, 10 % и 8 % на газовый магистральный клапан и смеситель.

Несмотря на то, что отказы соединительной арматуры, вентилей и баллонов случаются редко, имеется ряд вопросов и в этой части ГБО. Проблемы заключаются в повышенной опасности при заправке автомобильных газовых баллонов, вызванной возможностью образования взрывоопасных газовоздушных смесей в замкнутых пространствах. Чаще всего это вызвано конструктивными недостатками, но решать эти проблемы необходимо при эксплуатации ГБА.

При работе двигателя на ГМТ на режимах высоких нагрузок и больших оборотов происходит догорание топлива в начале такта выпуска. Это связано с низкой скоростью горения газовоздушной смеси по сравнению с бензовоздушной. В двигателях с устройствами для принудительного вращения выпускных клапанов происходит их ускоренный износ. Это объясняется тем, что образующийся на рабочей поверхности клапана нагар выполняет роль абразивного тела, что, в сочетании с высокой температурой выпускного клапана, ускоряет его износ, а иногда ведет и к прогару клапана.

Чтобы обеспечить нормальный процесс сгорания газовоздушной смеси необходимо повысить степень сжатия ДВС. Но этого при установке ГБО не делают в целях обеспечения нормальной работы двигателя на бензине и вследствие сложности переделки.

Теплообменники, применяемые в системах питания газом и использующие энергию охлаждающей жидкости, обеспечивают достаточную эффективность лишь при достижении значительной разности температур между теплоносителем и газом. Поэтому при эксплуатации автомобиля в условиях низких температур на этапе запуска и прогрева двигателя в качестве топлива используется бензин. Типичные значения температуры теплоносителя, при которой можно переходить на питание газом, находятся в диапазоне 60–80°С. Поэтому, если эксплуатация ГБА происходит в городе в условиях низких температур в режиме коротких поездок и длительных остановок, то большую часть времени ДВС такого автомобиля работает на бензине. Это сводит на нет экономию затрат на топливо при применении ГСН. Такой режим движения характерен для развозных автомобилей или автомобилей частных владельцев. В этом случае поездки коротки (2–10 км), а во время остановок, длящихся, как правило, 0,5–2 часа ДВС успевает остыть практически до температуры окружающей среды.

Известно несколько способов решения проблемы. Один из них предусматривает в режиме пуска и прогрева ДВС использование паровой фазы ГМТ. Для этого в конструкции запорной арматуры газового баллона предусмотрены дополнительный вентиль и дополнительный трубопровод для подачи паровой фазы ГСН в газовый редуктор. Такой способ обеспечивает запуск и работу ДВС на ГСН при низкой температуре теплоносителя в системе охлаждения. Однако частое использование паровой

фазы ГСН приводит к тому, что из ГСН удаляются в первую очередь самые легкие фракции, и происходит его охлаждение в баллоне. Удаление легких фракций ГСН и охлаждение баллона приводят к снижению и без того невысокого давления в баллоне и, в конечном счете, к прекращению функционирования газовой системы питания.

Проблема работы ДВС на ГСН при низкой температуре теплоносителя в системе охлаждения решается также применением теплообменников, использующих энергию ОГ. ОГ, в отличие от теплоносителя системы охлаждения ДВС, достаточно быстро набирают температуру и могут тем самым обеспечить работу ДВС на ГСН, спустя непродолжительное время (2–3 мин) после запуска. Однако такие теплообменники обладают рядом недостатков, которые практически сводят на нет их преимущества. К таким недостаткам относятся, в первую очередь, высокая пожароопасность и нестабильность температуры ГСН на выходе из теплообменника.

Другим способом решения проблемы является применение систем распределенного впрыска жидкого ГСН. В этих системах ГСН подается во впускной коллектор в виде жидкости и поэтому проблемы его испарения не существует. Однако такие системы не получили широкого распространения из-за высокой сложности и стоимости и были вытеснены системами впрыска испаренного ГСН.

Для решения этой проблемы наиболее приемлемым является совместное применение теплообменника, использующего энергию теплоносителя системы охлаждения ДВС, и дополнительного источника энергии. Дополнительный источник энергии необходимо задействовать в случаях, когда температура теплоносителя системы охлаждения не достаточна для эффективной работы теплообменника.

Одним из требований нормативных документов по эксплуатации ГБА является наличие постов слива ГСН из автомобильных баллонов. В настоящее время сложилась ситуация, когда из автомобильного баллона при установленной на нем расходной и запорно-предохранительной арматуре слить остатки ГСН невозможно. При разгерметизации запорно-предохранительной арматуры баллона автомобиль превращается в объект повышенной опасности. В этом случае ГСН должен быть немедленно удален из баллона.

Кроме того, руководящие документы предписывают при выполнении ТО-2, ТР, СО производить опорожнение автомобильного баллона от ГСН. Для обеспечения возможности опорожнения, согласно на территории предприятия должна быть площадка под навесом для поста слива ГСН. Но в настоящее время отсутствуют какие-либо рекомендации по техническому оснащению таких постов. В результате одной из основных проблем ТО и ТР ГБА становится задача обеспечения возможности

опорожнения автомобильного газового баллона от ГСН. Необходимость ее решения продиктована опытом эксплуатации автомобилей, работающих на ГСН, и связана в первую очередь с качественным, безопасным выполнением ТО и ТР. До настоящего времени активный поиск решения этой задачи специалистами автомобильного транспорта не проводился. Отсутствуют эффективные способы опорожнения автомобильных газовых баллонов от ГСН. Постов слива ГСН из автомобильных баллонов в настоящее время на АТП не имеется.

Такое положение объясняется, по-видимому, техническими трудностями слива ГСН из автомобильных баллонов, обусловленными специфическими свойствами ГСН, конструктивными особенностями автомобильных газовых баллонов и их запорно-предохранительной арматуры. Поэтому имеющиеся в литературе, рекомендации типа «...слить газ из баллона на газонаполнительной станции» не выполнимы. Это усложняет эксплуатацию ГБА.

При эксплуатации ГБА с двухтопливной системой питания необходимо корректировать нормативы технических воздействий с целью поддержания этих систем в работоспособном состоянии.

Выводы и задачи исследования

В отечественной и зарубежной литературе отсутствует четко сформулированная концепция эксплуатации ГБО. Причем для отечественного автомобилестроения и эксплуатации автомобилей эта концепция должна отражать именно характерные для России проблемы.

Вместе с тем отмечается, что конструкция газосмесительного устройства должна содержать соответствующий корректор состава горючей смеси. Газосмесительное устройство в комплекте с газовым редуктором должно обеспечивать стабильность и устойчивость регулировочных и выходных параметров ГБО.

Нерешенными остаются вопросы безопасной эксплуатации ГБА, отсутствие на АГНС постов слива ГСН из автомобильных баллонов, несоответствие конструкции запорной арматуры газовых баллонов требованиям нормативов эксплуатационной документации. Рабочие процессы современного ГБО освещены недостаточно полно. Отсутствует анализ основных причин, приводящих к нестабильности циклов и необходимости обогащения газовоздушных смесей на дроссельных режимах.

Отсутствуют методики по корректировке нормативов ТО двухтопливных систем питания, недостаточно освещен вопрос эксплуатации ГБА в суровых климатических условиях.

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

1) газовое топливо имеет большие перспективы использования. По сравнению с жидким газовое топливо имеет экологические и энергетические преимущества;

2) двигатели, оснащенные распределенным впрыском бензина, в наибольшей степени отвечают требованиям, предъявляемым к газовым двигателям. В условиях обострившейся экологической обстановки требования по чистоте выхлопа двигателей являются приоритетными. Практически все известные способы снижения токсичности ОГ предполагают необходимость поддержания системой питания ДВС значения коэффициента избытка воздуха в определенных пределах;

3) развитие ГБО имеет тенденцию к усложнению, применению комбинированных систем и устройств поддержания постоянного состава ТВС;

4) эжекционные системы питания ГМТ двигателей с искровым зажиганием получили наибольшее распространение, однако, обладают множеством недостатков, главные из которых – высокое сопротивление впускного тракта и низкая стабильность состава ТВС;

5) системы впрыска ГМТ в ДВС с искровым зажиганием по сравнению с эжекционными системами не имеют такого распространения, но имеют по сравнению с ними ряд преимуществ, главные из которых – отсутствие влияния на величину сопротивления впускного коллектора, высокая точность дозирования и равномерность распределения ТВС по цилиндрам двигателя;

6) к основным недостаткам универсальной системы питания следует отнести:

- нарушение работоспособности части системы, находящейся длительное время в выключенном состоянии, что ведет к снижению надежности автомобилей;
- низкая скорость сгорания газовоздушной смеси на режимах работы с высокой частотой вращения коленчатого вала, что ведет к снижению ресурса двигателя и увеличению расхода топлива;
- увеличение затрат на топливо при эксплуатации ГБА в городе в условиях низких температур в режиме коротких поездок и длительных остановок;

7) в настоящее время практикуется применение комбинированных систем питания. Сущность этих систем заключается в смешении топлив с различными физико-химическими свойствами для получения топлива с заданными свойствами. Теоретические основы смешения этих топлив в технической литературе освещены недостаточно, нет информации по детонационной стойкости смесей этих топлив;

8) существующие конструкции запорной арматуры газовых баллонов не отвечают требованиям нормативных документов;

9) при эксплуатации ГБА с двухтопливной системой питания необходимо корректировать нормативы технических воздействий с целью поддержания этих систем в работоспособном состоянии.

Глава II. Теоретические основы корректирующих воздействий по обеспечению качества процесса эксплуатации автомобилей с газовой аппаратурой

2.1. Концепция обеспечения качества процесса эксплуатации автомобилей с газовой аппаратурой

Узлы газобаллонной аппаратуры находятся в системной связи между собой. Выходные нормативные параметры каждого из них обеспечиваются методами контроля в процессе производства и эксплуатации, начиная от анализа конструкторской документации, технологического процесса изготовления и заканчивая контролем готовой продукции на соответствие ее нормативным требованиям.

Непрерывность процесса анализа состояния газобаллонной аппаратуры – основа достижения нормативных показателей работы ДВС при использовании в качестве топлива ГСН и достижения безопасной эксплуатации газобаллонного автомобиля.

Концепция обеспечения качества процесса эксплуатации ГБА – это комплекс взаимосвязанных требований к узлам ГБО, обеспечивающих работу ГБА с показателями, отвечающими нормативам эксплуатационной документации. В основу предложенной концепции положена система аксиом и следствий.

Аксиомы:

1. ГБО устанавливается в эксплуатации на автомобиль, имеющий бензиновую систему питания.
2. Установка ГБО целесообразна, если она не ухудшает эффективность эксплуатации автомобиля с бензиновой системой питания.
3. Увеличение количества взаимозаменяемых узлов и деталей ГБО при установке их на автомобиль ведет к повышению эффективности эксплуатации ГБА.
4. ГБО, устанавливаемое на автомобиль, имеет различные уровни совершенства и приспособленности к условиям эксплуатации.
5. Эффективность эксплуатации ГБА зависит от уровня совершенства ГБО и условий эксплуатации.

Следствия:

1. Установка ГБО должна производиться без значительной переделки автомобиля.
2. Автомобиль с ГБО должен сохранить возможность полноценной работы на бензине.

3. Для повышения эффективности эксплуатации ГБА необходимы различные корректирующие воздействия в зависимости от уровня совершенства ГБО и условий эксплуатации.

Конструкции и характеристики автомобильных двигателей с течением времени значительно изменились, увеличилась их быстроходность, изменилась степень сжатия, изменились требования к топливу, появились электронные системы управления двигателем, управляющие подачей топлива и углом опережения зажигания.

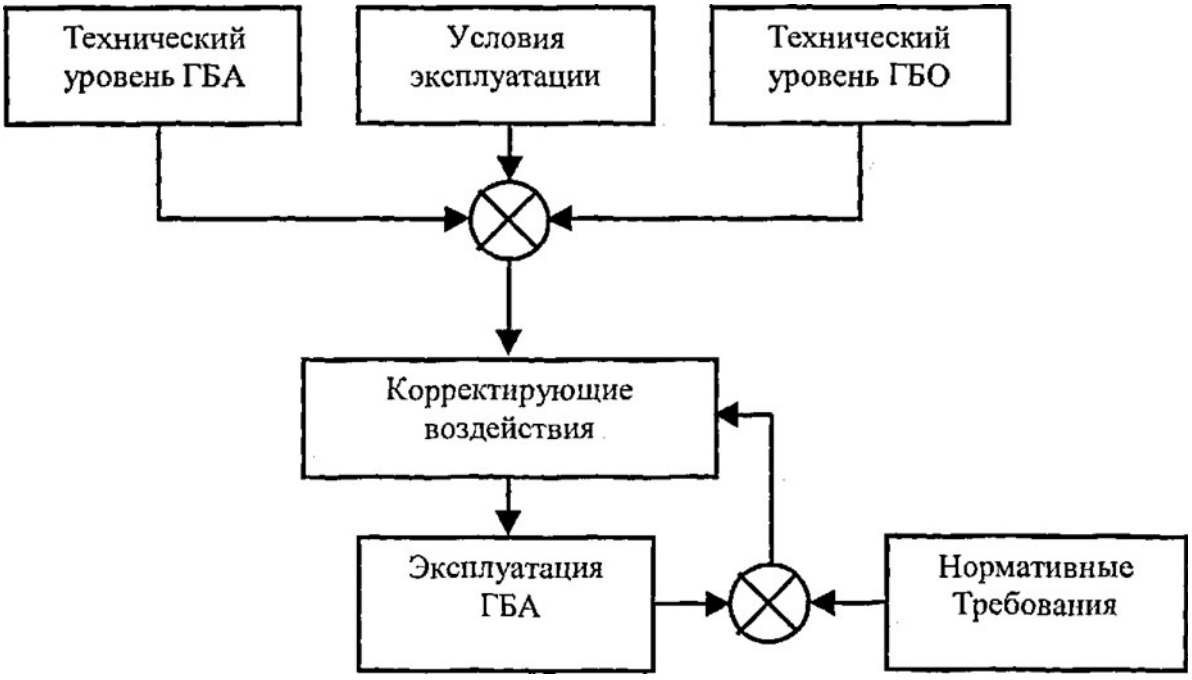


Рис. 2.1 – Схема обеспечения качества процесса эксплуатации ГБА

Получила развитие сеть автомобильных дорог, что привело к массовому увеличению дальности автомобильных перевозок, в том числе индивидуальными одиночными газобаллонными автомобилями.

На автодорогах республиканского значения за период с 2002–2014 гг. появилось достаточное количество АГЗС, что позволяет выполнять транспортный процесс на ГНС. Однако во многих регионах условия обеспечения различными автомобильными топливами до сих пор не являются оптимальными. Значительно ужесточились экологические требования к автомобильному транспорту. В развитии газобаллонной аппаратуры наметилась тенденция применения автоматизированных, в том числе универсальных и комбинированных систем питания.

Газобаллонная аппаратура развивалась последовательно в соответствии с развитием автомобильной промышленности в целом и её технологическими возможностями. Условно развитие газобаллонной аппаратуры можно разделить на несколько этапов в соответствии с уровнями развития.

Начальным этапом было создание аппаратуры первого условного уровня развития, представляющей собой пневмомеханические системы, отвечающие требованиям безопасности, экологии и экономичности к автомобилям выпуска 1930–1970-х годов.

Вторым этапом можно считать следующий уровень развития, когда на смену механическим запорным вентилям пришли электромагнитные клапаны с возможностью дистанционного управления. Этот уровень позволил значительно повысить безопасность газобаллонных систем.

Третьим этапом следует считать применение электронных систем управления в пневмомеханических системах. Этот уровень развития позволил в большей степени автоматизировать систему, значительно улучшить технические характеристики газобаллонной аппаратуры в области безопасности (в том числе экологической), надежности и экономичности в соответствии с требованиями текущего времени.

К четвертому этапу можно отнести создание газобаллонных систем с распределенным впрыском газа и электронным управлением, что позволяет привести уровень развития газобаллонной аппаратуры в соответствие с уровнем развития систем питания бензином у современных автомобилей.

На создание перспективных вариантов газобаллонной аппаратуры с использованием возможных новейших технологий и выполненных теоретических исследований ориентирован следующий этап развития.

Особенностью данной концепции является то, что в эксплуатации находятся одновременно газобаллонные автомобили с ГБО различных уровней развития, созданных в соответствии с требованиями своего времени, а к автомобилям, находящимся в эксплуатации, предъявляются более жесткие требования текущего времени.

Учитывая вышеизложенное, следует, что кроме методик, необходимость в которых возникает в процессе создания газобаллонной аппаратуры с использованием новых технологических возможностей, необходимы методологии, позволяющие привести в соответствие с требованиями текущего времени (корректирующих воздействий) находящиеся в эксплуатации газобаллонные автомобили различных уровней развития.

Следовательно, имеется потребность по исследованию соответствия газовых топлив новым конструкциям двигателей, созданию алгоритмов управления подачи топлива и модели расчетов ГБА, в том числе с использованием электроники, разработке корректирующих воздействий в процессе эксплуатации газобаллонных автомобилей.

Основные направления теоретических и экспериментальных исследований согласно изложенной концепции отражены в данной работе.

2.2. Теоретические основы комбинирования топлив в эксплуатации

Известно, что при работе бензинового автомобильного двигателя, требования к октановому числу топлива изменяется в зависимости от режима работы двигателя. В общем случае это сводится к следующему. При повышении частоты вращения требуемое октановое число топлива снижается. При увеличении нагрузки, т.е. при увеличении степени открытия дроссельной заслонки, необходимо увеличение октанового числа топлива.

Известно, что при смешивании топлив с различными октановыми числами можно получить топливо с заданным октановым числом.

$$ОЧ_{см} = K * О Ч' + (1 - K) * ОЧ''' \qquad (2.1)$$

где К – доля компонента с октановым числом $О Ч'$

$ОЧ_{см}$ - октановое число смеси топлив, состоящей из топлива с $О Ч'$ и топлива с $О Ч''$

Следовательно, можно долю одного из компонентов выразить в виде:

$$K = \frac{О Ч' - ОЧ_{см}}{О Ч'' - ОЧ'} \qquad (2.2)$$

Графически это отражено на рис. 2.2. Учитывая вышеизложенное, рассмотрим вариант комбинированного использования низкооктанового бензина с высокооктановым сжиженным газом. При таком комбинировании топлив можно поддерживать необходимое ОЧ топлива на различных режимах для обеспечения бездетонационной работы и оптимизации процесса сгорания. На режимах с высокой частотой вращения необходимая скорость сгорания рабочей смеси обеспечивается низкооктановым бензином. Бездетонационная работа на режимах с высокой нагрузкой и низкой частотой вращения коленчатого вала обеспечивается высокооктановым газовым топливом. При этом сохраняется рекомендуемая заводом изготовителем для паспортного топлива регулировка угла опережения зажигания.

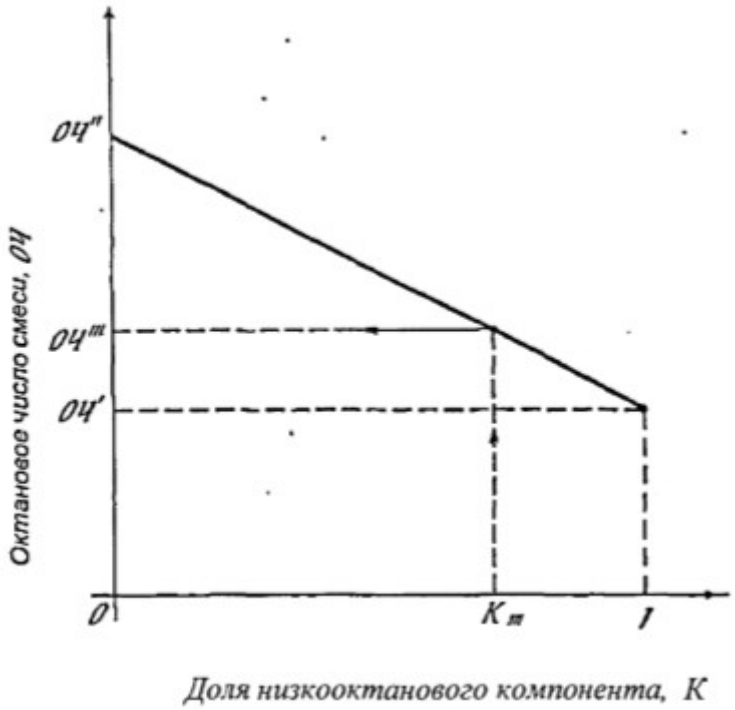


Рис. 2.2 – Зависимость октанового числа смеси от доли низкооктанового компонента

Надежность комбинированной системы питания повышается по сравнению с универсальной системой питания, за счет того, что две системы постоянно находятся в рабочем (включенном состоянии).

Себестоимость суммарного пробега на полной заправке уменьшается, по сравнению с универсальной системой питания, за счет использования более дешевого низкооктанового бензина с сохранением преимуществ (экономичность и мощность) высокофорсированного двигателя.

Для осуществления комбинированной подачи топлив достаточно модернизировать существующую универсальную систему питания. Дополнив универсальную систему питания элементами, позволяющими изменять соотношение подачи газообразного и жидкого топлив, получаем комбинированную систему питания.

Таким образом, дополнив некоторыми элементами существующую универсальную систему питания, использующую сжиженный нефтяной газ и бензин можно получить универсальную комбинированную систему питания. При этом повышается эффективность применения двигателя с универсальной системой питания.

При комбинированной подаче топлив необходимое соотношение компонентов должно определяться режимом работы двигателя и октановыми числами подаваемых компонентов. При этом должно соблюдаться два условия: бездетонационная работа двигателя и оптимальная скорость сгорания топливно-воздушной смеси.

Для соблюдения бездетонационной работы двигателя достаточно соблюдать следующие условия:

$$ОЧ_{см} \geq ОЧ^{m} \qquad (2.3)$$

где $ОЧ_{см}$ – октановое число подаваемой смеси топлив;

$ОЧ^{m}$ – минимально допустимое октановое число, при котором обеспечивается бездетонационная работа для данного двигателя на текущем режиме.

Для обеспечения оптимальной скорости сгорания (что особенно актуально при высоких частотах вращения) необходимо минимально допустимое октановое число топлива.

Следовательно, для соблюдения обоих условий необходимо и достаточно соблюдать следующее:

$$ОЧ_{см} = ОЧ^{m} \qquad (2.4)$$

Если учесть выражение (2.2) , то

$$K_{m} = \frac{ОЧ' - ОЧ^{m}}{ОЧ'' - ОЧ'} \qquad (2.5)$$

где K_{m} – требуемая доля низкооктанового компонента;

$ОЧ''$ – октановое число высокооктанового компонента;

$ОЧ'$ – октановое число низкооктанового компонента;

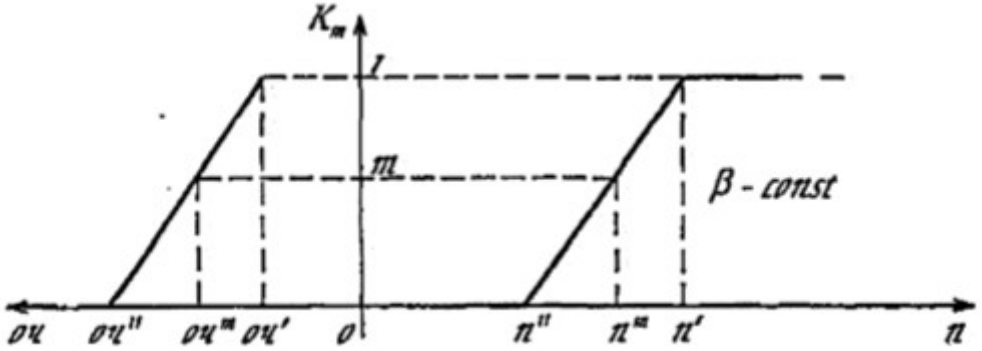
$ОЧ^{m}$ – минимально допустимое октановое число, при котором обеспечивается бездетонационная работа.

Учитывая, что $ОЧ^{m}$ – функция, зависящая от режима работы двигателя, следует что K_{m} – требуемая доля низкооктанового компонента также является функцией режима работы двигателя. Следовательно, для осуществления комбинированной подачи топлив необходимо наличие датчика, определяющего режим работы двигателя, и исполнительный механизм, который изменяет соотношение подаваемых топлив в зависимости от сигнала, подаваемого датчиком. Датчик должен быть функциональным аналогом K_{m}.

Можно предложить три варианта изменения соотношения подаваемых компонентов:

- линейного изменения соотношений;
- дискретного замещения компонентов;
- ступенчатого изменения компонентов.

Наиболее полно реализовать возможности комбинированного использования топлив позволяет вариант с линейным изменением соотношения подаваемых компонентов в зависимости от режима работы двигателя. Графически вариант с линейным изменением соотношений представлен на рис. 2.3.



2.3 – Вариант линейного изменения соотношения компонентов

При этом варианте на режимах, при которых исключено появление детонации на низкооктановом компоненте, подается только низкооктановый компонент в чистом виде. На режимах, при которых становится возможным возникновение детонации, производится частичное замещение низкооктанового компонента высокооктановым, до достижения необходимого ОЧ смеси, при котором детонация отсутствует.

Замещение может производиться до полного исключения подачи низкооктанового топлива, когда подается высокооктановый компонент в чистом виде. При этом изменение соотношения подачи топлив с разными ОЧ происходит линейно, отслеживанием изменения режимов работы двигателя.

Наиболее простым вариантом комбинирования топлив является вариант дискретного замещения компонентов (рис.2.4).

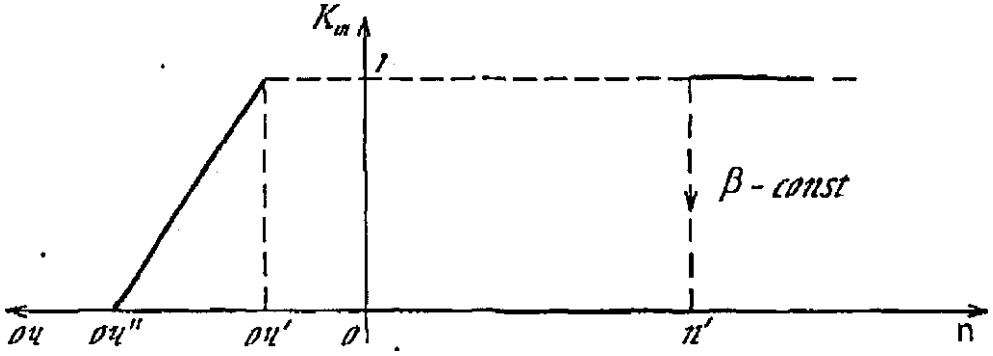


Рис.2.4 – Вариант дискретного замещения компонентов

Вариант дискретного замещения компонентов заключается в том, что при работе двигателя в докритическом режиме ($n_i > n_i^{'}$) используется низкооктановый компонент с ОЧ'. А при достижении критического режима ($n_i = n_i^{'}$), т.е. режима, при котором возможно возникновение детонации на низкооктановом топливе, происходит полное дискретное замещение низкооктанового компонента на высокооктановый. Замещение компонентов происходит дискретно, при этом на части режимов будет подаваться топливо с завышенным октановым числом.

При таком методе условия бездетонационной работы выполняются полностью, а условия оптимизации скорости сгорания лишь на особо критичных режимах, т.е. при высоких частотах вращения.

Вариант ступенчатого изменения соотношения компонентов заключается в том, что при достижении критического режима происходит частичное дискретное замещение компонентов, с обеспечением некоторого превышения ОЧ смеси подаваемых топлив над минимальным требуемым ОЧ, при котором обеспечивается бездетонационная работа. При выходе на критический режим ($n_i = n_i^{'}$), при котором возможна детонация для данной смеси топлив, происходит следующая ступень замещения и т. д. до полного замещения низкооктанового компонента высокооктановым. Графически вариант ступенчатого изменения соотношения компонентов представлен на рис.2.5.

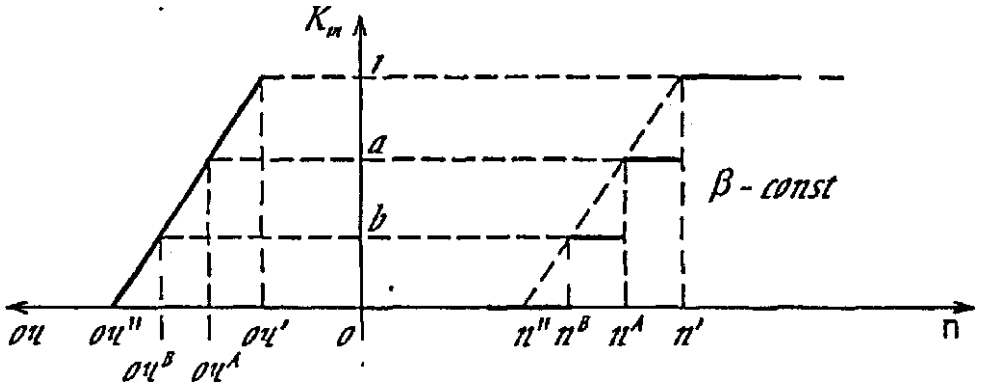


Рис.2.5 – Вариант ступенчатого изменения соотношения компонентов

Чем больше число ступеней замещения, тем ближе этот вариант к варианту линейного замещения компонентов.

Так как необходимое ОЧ топлива должно определяться режимом работы двигателя, то для определения соотношения подаваемых топлив, определяющего ОЧ смеси, нужны управляющие параметры, характеризующие режим работы двигателя.

Управляющие параметры должны отвечать следующим требованиям:

- параметры должны обладать информативностью и отражать режим работы двигателя, т.е. должны являться функцией режима работы двигателя;
- параметры должны быть однозначными, т.е. каждому значению параметра или сочетанию параметров должен соответствовать один определенный режим работы двигателя;
- параметры должны быть достоверными и иметь достаточное превышение уровня полезного сигнала над уровнем шумов;
- параметры должны давать возможность преобразования полезного сигнала для использования их в различных исполнительных механизмах.

Вышеперечисленным требованиям соответствуют следующие параметры:

P_i – разрежение во впускном коллекторе;

n_i – частота вращения коленчатого вала;

β – степень открытия дроссельной заслонки карбюратора;

и другие параметры, которые находятся в функциональной зависимости от вышеуказанных параметров.

Критерием соответствия является необходимое условие использования не менее двух из вышеперечисленных параметров. Лишь в этом случае выполняется условие однозначности определения режима работы двигателя.

Использование только одного из этих параметров, с игнорированием условия однозначности, является недостаточным. Это можно рассмотреть на следующих примерах.

Если за управляющий параметр взять только n – частоту вращения коленчатого вала, то при соблюдении условия бездетонационной работы, на всех режимах при $n_i \le n_m 100$ (где n_i – текущая частота вращения; $n_m 100$ – критическая частота вращения, при которой начинается детонация при работе на топливе с ОЧ = т и 100% открытии дроссельной заслонки) необходимо, чтобы $ОЧ_{см} \ge$т (рис. 2.6).

При этом на значительной части режимов работы двигателя ($n_i^m < n_i < n_m 100\,;\ \beta_i < 100\,\%$) будет подаваться топливо с неоправданно завышенным октановым числом при возможности бездетонационной работы на более низкооктановом топливе.

Аналогичная картина возникает также, если за управляющий параметр брать только P_i (разрежение во впускном коллекторе).

Если за управляющий параметр взять только β_i – степень открытия дроссельной заслонки, то чем больше ΔОЧ (разница между октановым числом высокооктанового

компонента ОЧ" и октановым числом подаваемой смеси $ОЧ_m$) – тем больше теряемые Δn из-за возможного появления детонации.

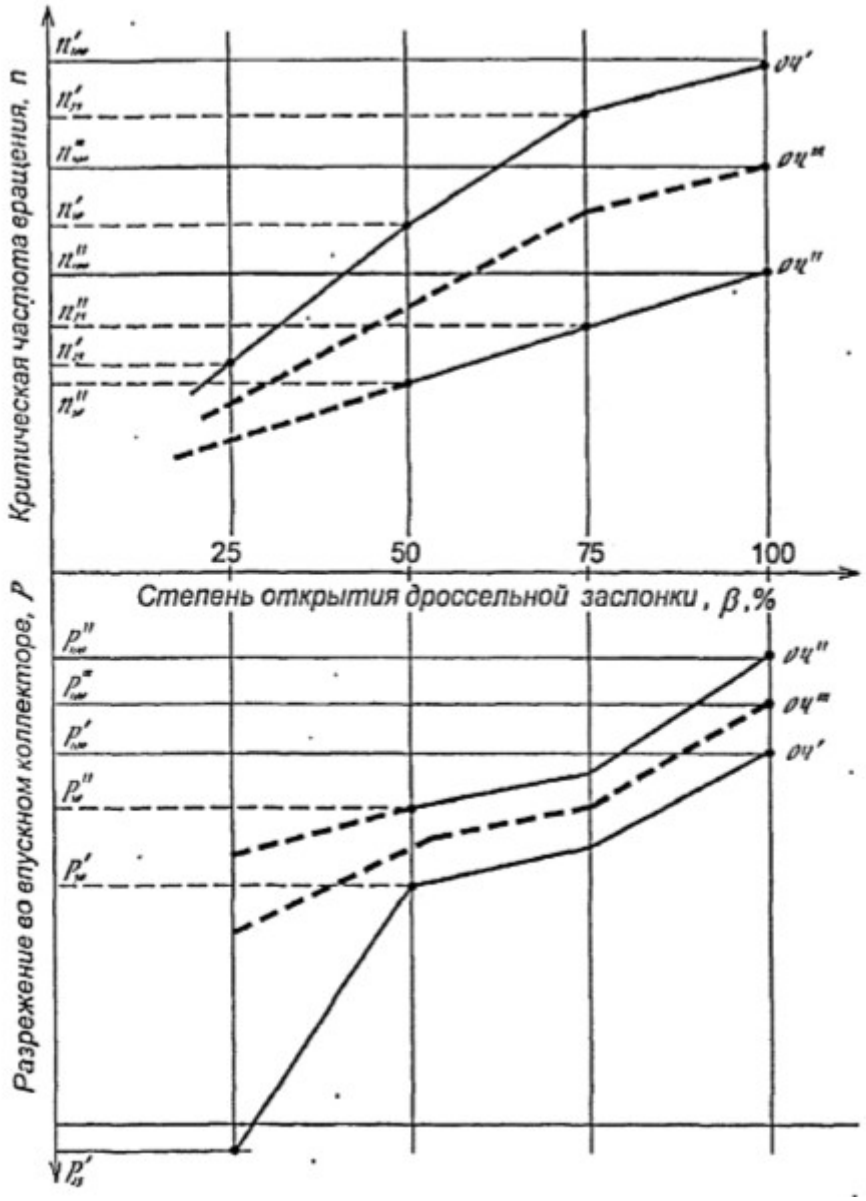


Рис. 2.6 – Начало детонации при работе на топливе с ОЧ' и ОЧ"

Причем, чем больше β (степень открытия дросселя, при котором происходит срабатывание регулятора), тем больше отношение $\Delta n / \Delta ОЧ$, со сдвигом начала детонации в более высокие частоты вращения. Из условия обеспечения бездетонационной работы на всех режимах необходимо чтобы:

$$ОЧ_m = ОЧ' = const \qquad (2.6)$$

Т.е. на всех режимах должен подаваться только высокооктановый компонент.

Исходя из вышеизложенного можно сделать следующее заключение.

Для управления изменением соотношения подаваемых компонентов комбинированной системы питания необходимо и достаточно использовать любое сочетание не менее двух из следующих параметров:

P_i – разрежение во впускном коллекторе;

n_i – частота вращения коленчатого вала двигателя;

β_i – степень открытия дроссельной заслонки или другие, находящиеся в функциональной зависимости от вышеназванных.

Целесообразность выбора того или иного варианта определяется конструктивными особенностями системы реализации комбинирования топлив.

2.3. Математическая модель газобаллонного автомобиля с двухтопливной системой питания

Блок-схема математической модели газобаллонного автомобиля с двухтопливной системой питания представлена на рисунке 2.7.

Режим движения автомобиля (скорость движения, степень открытия дроссельной заслонки, номер передачи, замедление) определяется в соответствии с операционной картой соответствующего цикла движения или в соответствии с требованиями к скорости движения. Регулирование скорости движения автомобиля осуществляется посредством изменения степени открытия дроссельной заслонки, выбора передачи и создания тормозной силы на колесах автомобиля.

При движении с постоянной скоростью производится сравнение скорости автомобиля V_a с заданной $V_{аз}$ и при этом увеличивается или уменьшается степень открытия дроссельной заслонки β, посредством изменения скорости ее открытия или закрытия

$$\beta_{i+1} = \beta_i + a\left(V_{аз} - V_a\right), \quad 0 \le \beta \le 1 \qquad (2.7)$$

где a – коэффициент, характеризующий свойство водителя поддерживать заданную скорость движения автомобиля, посредством изменения степени открытия дроссельной заслонки, с/м.

При разгоне автомобиля в соответствии с операционной картой соответствующего цикла движения степень открытия дроссельной заслонки должна быть максимальной

$$\beta = 1{,}0 \qquad (2.8)$$

В моменты времени, когда происходит переключение передач и осуществляется торможение двигателем степень открытия дроссельной заслонки минимальна

$$\beta = 0 \qquad (2.9)$$

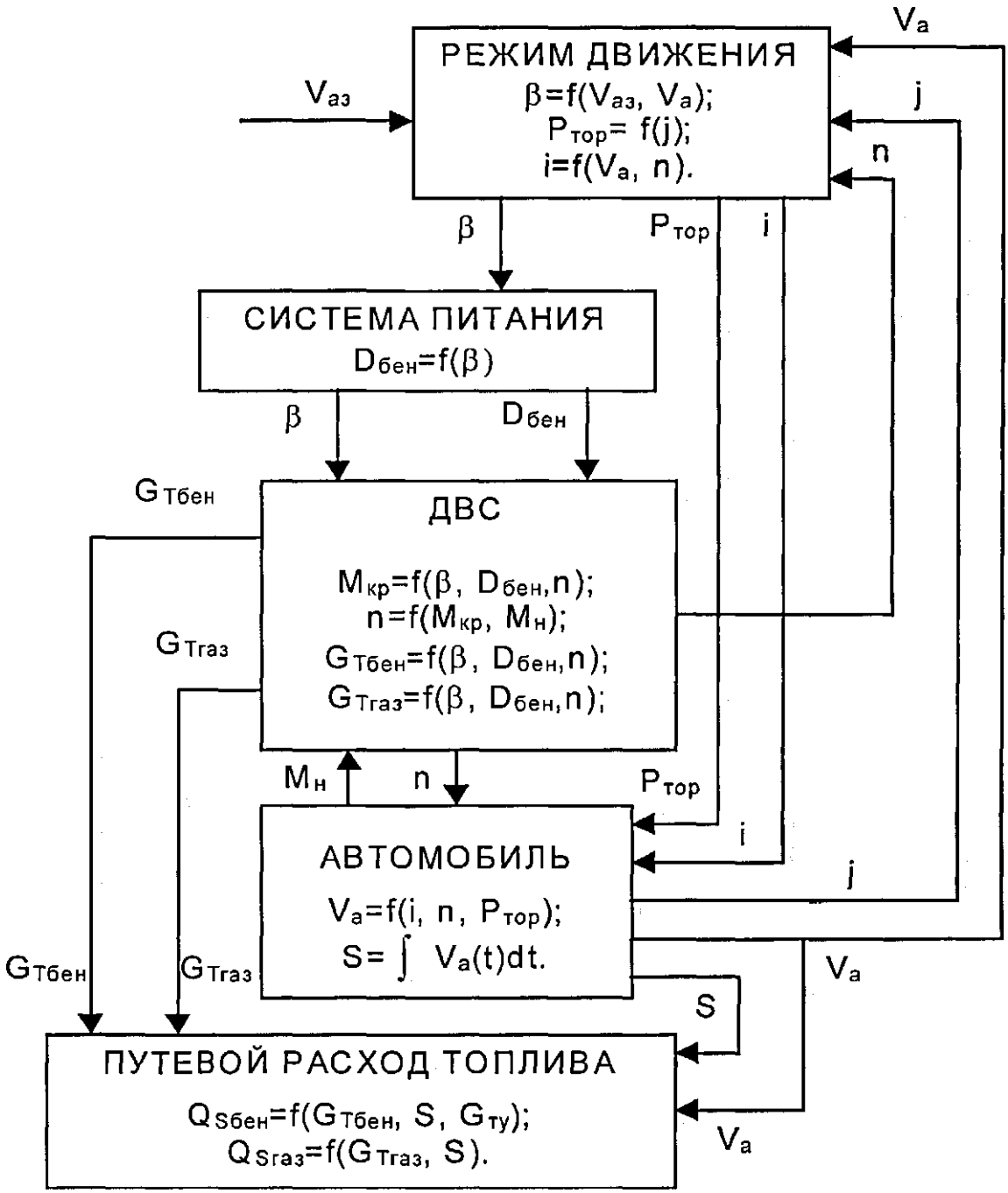


Рис.2.7 – Блок-схема математической модели газобаллонного автомобиля с двухтопливной системой питания: $V_{аз}$ – заданная скорость движения; V_a – скорость автомобиля; n – частота вращения коленчатого вала; β – степень открытия дроссельной заслонки; $P_{тор}$ – тормозная сила; i – номер передачи; $G_{ту}$ – расход бензина ускорительным насосом; $D_{бен}$ – доля расхода воздуха двигателем, используемая для сгорания бензина; $G_{тбен}$ – секундный расход бензина ДВС; $G_{тгаз}$ – секундный расход газа ДВС; S – путь, проходимый автомобилем; $Q_{Sбен}$ – путевой расход бензина; $Q_{Sгаз}$ – путевой расход газа

В режиме служебного торможения осуществляется совместное торможение двигателем и рабочей тормозной системой таким образом, чтобы ускорение автомобиля было равно -1 м/c^2. При этом производится сравнение ускорения автомобиля j с заданным (-1м/c^2) и при этом увеличивается или уменьшается тормозная сила

$$P_{тор\,i+1} = P_{тор\,i} + b(j+1), \quad 0 \le P_{тор} \le P_{тор\,max} \tag{2.10}$$

где b – коэффициент, характеризующий свойство водителя поддерживать заданную скорость движения автомобиля, посредством изменения величины тормозной силы, Нс/м.

Передаточное число коробки передач (номер передачи) задается исходя из требований операционной карты цикла движения.

Определим долю расхода воздуха двигателем, используемую для сгорания бензина в общем расходе воздуха из условия, что газ подается в первичную камеру карбюратора, а бензин во вторичную и в систему ускорительного насоса. Расчетная схема для определения площади проходного сечения карбюратора представлена на рисунке 2.8.

Угол поворота дроссельной заслонки первичной камеры карбюратора определится следующим образом:

$$\gamma_1 = \gamma_1^1 + \beta(\gamma_1^{max} - \gamma_1^1) \tag{2.11}$$

где γ_1^1 – начальный угол открытия дроссельной заслонки первичной камеры, рад;

γ_1^{max} – максимальный угол открытия дроссельной заслонки первичной камеры, рад;

β – степень открытия дроссельной заслонки.

Площадь проходного сечения первичной камеры карбюратора будет равна

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}\left(1 - \frac{\cos\gamma_1}{\cos\gamma_1^0}\right) \tag{2.12}$$

где d_1 – диаметр смесительной камеры первичной камеры, м;

γ_1^0 – нулевой угол открытия дроссельной заслонки первичной камеры (заслонка закрыта), рад.

При некотором угле γ_1^2 начинает открываться дроссельная заслонка вторичной камеры и при достижении максимального угла поворота дроссельной заслонки первичной

камеры γ_1^{max} угол поворота дроссельной заслонки вторичной камеры тоже достигает максимального значения γ_2^{max}. При этом условии передаточное число привода заслонки вторичной камеры определится

$$i_{вк} = \frac{\gamma_2^{max} - \gamma_2^0}{\gamma_1^{max} - \gamma_1^0} \tag{2.13}$$

где γ_2^0 – нулевой угол открытия дроссельной заслонки вторичной камеры (заслонка закрыта), рад.

Угол открытия дроссельной заслонки вторичной камеры

$$\gamma_2 = \gamma_2^0 + i_{вк}\left(\gamma_1 - \gamma_1^2\right),\ при\ \ \gamma_1^2 \le \gamma_1 \le \gamma_1^{max} \tag{2.14}$$

Площадь проходного сечения вторичной камеры карбюратора будет равна

$$S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}\left(1 - \frac{\cos\gamma_2}{\cos\gamma_2^0}\right) \tag{2.15}$$

где d_2 - диаметр смесительной камеры вторичной камеры карбюратора, м;

γ_2^0 - нулевой угол открытия дроссельной заслонки вторичной камеры (заслонка закрыта), рад.

Суммарное проходное сечение обоих камер карбюратора будет

$$S = S_1 + S_2 \tag{2.16}$$

а доля расхода воздуха двигателем, используемая для сгорания бензина, исходя из предположения, что она пропорциональна площади проходного сечения вторичной камеры карбюратора, будет равна

$$D_{бен} = \frac{S_2}{S} \tag{2.17}$$

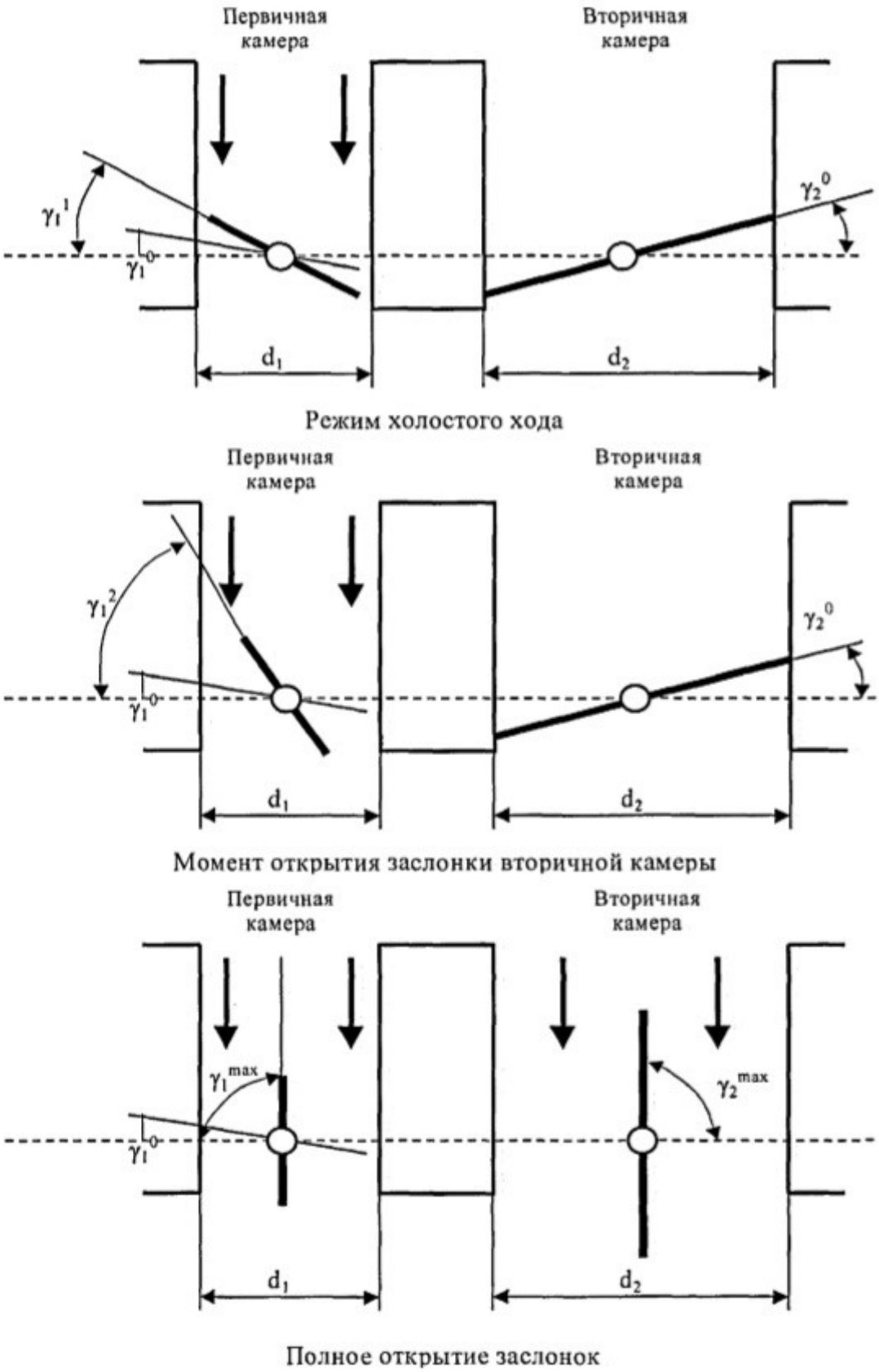


Рис. 2.8 – Расчетная схема для определения площади проходного сечения карбюратора

Расчетная схема для установления основных характеристик двигателя учитывает следующие факторы: момент инерции, крутящий момент, момент нагрузки. Дифференциальное уравнение вращательного движения коленчатого вала ДВС

Крутящий момент двигателя в основном определяется частотой вращения коленчатого вала, степенью открытия дроссельной заслонки и соотношением подаваемых компонентов (бензина и газа). Зависимости крутящего момента двигателя ВАЭ-21083 от частоты вращения и степени открытия дроссельной заслонки представлены на рис. 2.9.

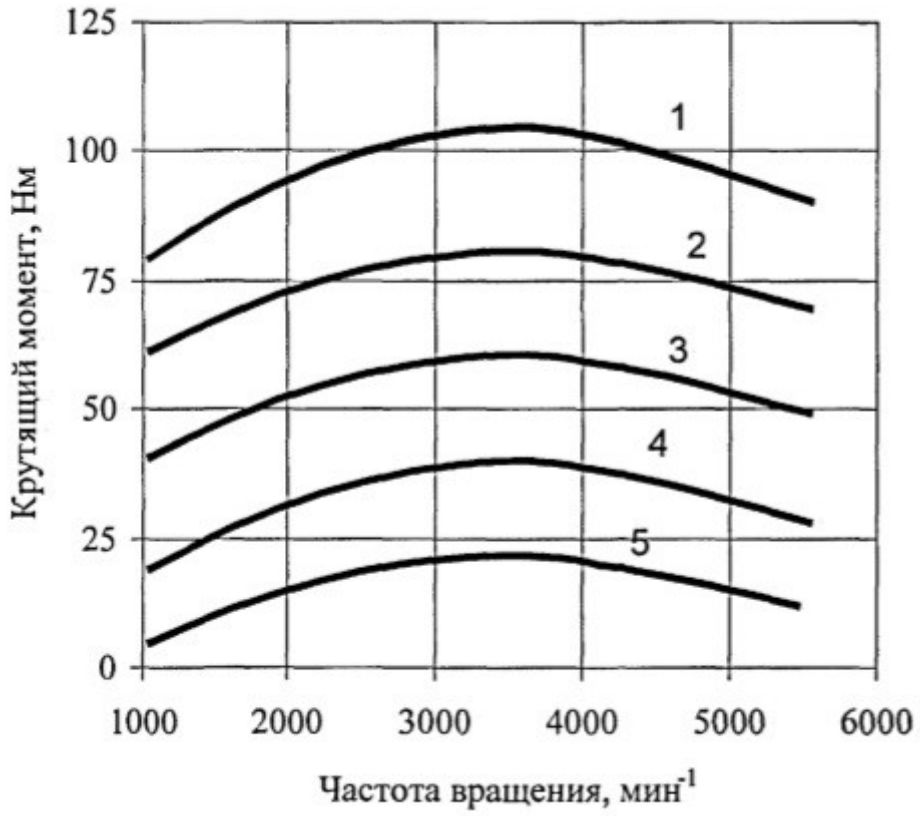


Рис.2.9 – Зависимость крутящего момента двигателя от частоты вращения при степени открытия дроссельной заслонки: 1 – 1,0; 2 – 0,8; 3 – 0,6; 4 – 0,4; 5 – 0,2

Коэффициенты a, b, c, d определяются методом наименьших квадратов по четырем значениям крутящего момента M^{1000}, M^{2500}, M^{4000}, M^{5500} при частоте вращения n = 1000, 2500, 4000, 5500 *мин*$^{-1}$ для соответствующей степени открытия дроссельной заслонки.

Крутящий момент M^{1000}, M^{2500}, M^{4000}, M^{5500} определяется в зависимости от степени открытия дроссельной заслонки следующим образом

$$\begin{aligned} M^{1000} &= M_0^{1000} + \left(M_{1.0}^{1000} - M_0^{1000}\right)\beta, \\ M^{2500} &= M_0^{2500} + \left(M_{1.0}^{2500} - M_0^{2500}\right)\beta, \\ M^{4000} &= M_0^{4000} + \left(M_{1.0}^{4000} - M_0^{4000}\right)\beta, \\ M^{5500} &= M_0^{5500} + \left(M_{1.0}^{5500} - M_0^{5500}\right)\beta, \end{aligned} \qquad (2.18)$$

где M_0^{1000}, M_0^{2500}, M_0^{4000}, M_0^{5500} – крутящий момент двигателя при частоте вращения 1000, 2500, 4000, 5500 мин-1 при степени открытия дроссельной заслонки β=0, Нм;

$M_{1.0}^{1000}$, $M_{1.0}^{2500}$, $M_{1.0}^{4000}$, $M_{1.0}^{5500}$ – крутящий момент двигателя при частоте вращения 1000, 2500, 4000, 5500 мин-1 при степени открытия дроссельной заслонки β=l,0, Нм;

β – степень открытия дроссельной заслонки.

Крутящий момент необходимо дополнительно корректировать по соотношению подаваемых компонентов (бензина и газа). Крутящий момент двигателя при работе на сжиженном нефтяном газе снижается на 5-7% по сравнению с бензином

$$M_{крк} = \left(1{,}0 - 0{,}07\left(1 - D_{бен}\right)\right) M_{кр}, \qquad (2.19)$$

где $D_{бен}$ – доля расхода воздуха двигателем, используемая для сгорания бензина;

$M_{крк}$ – корректированный крутящий момент, Нм.

Для расчета расхода топлива необходимо также определить расход воздуха двигателем. Расход воздуха двигателем определяется частотой вращения двигателя и степенью открытия дроссельной заслонки. Эта зависимость для двигателя ВАЗ-21083 представлена на рис.2.10.

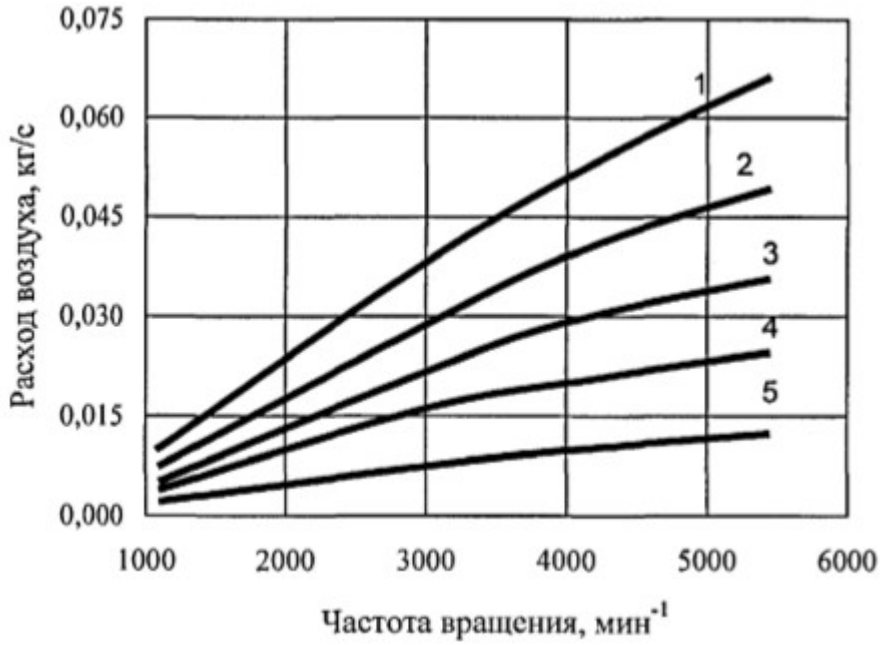


Рис. 2.10 – Зависимость расхода воздуха двигателем от частоты вращения при степени открытия дроссельной заслонки: 1 - 1,0; 2 - 0,8; 3 0,6; 4-0,4; 5-0,2

Мгновенный расход топлив двигателем без учета работы ускорительного насоса определится через расход воздуха *C* следующим образом

$$G_{тбен} = C\, D_{бен} / W_{б}^{0}$$
$$G_{тгаз} = C\,(1 - D_{бен}) / W_{г}^{0} \qquad (2.20)$$

где $D_{бен}$ – доля расхода воздуха двигателем, используемая для сгорания бензина;

$W_{б}^{0}$ – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания бензина, кг/кг;

$W_{г}^{0}$ – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания сжиженного нефтяного газа, кг/кг.

Ускорение, скорость и путь автомобиля определялись по известным уравнениям теории автомобиля.

2.4. Результаты расчетов расхода топлива автомобилем, оснащенным комбинированной системой питания

Произведем расчеты расхода топлив согласно ГОСТ 20306-90 «Автотранспортные средства. Топливная экономичность». Согласно этому документу устанавливаются следующие показатели и характеристики топливной экономичности АТС:

1.1- контрольный расход топлива;

1.2 - расход топлива в магистральном цикле на дороге;

1.3- расход топлива в городском цикле на дороге;

1.4- расход топлива в городском цикле на стенде;

1.5- топливная характеристика установившегося движения;

1.6- топливно-скоростная характеристика на магистрально-холмистой дороге.

Из этих показателей представляют интерес показатели 1.1, 1.2, 1.3 и характеристика 1.5.

Результаты расчетов показателя 1.1 (расход топлива на скоростях 90 и 120 км/ч) для комбинированной системы питания в сравнении с универсальной системой питания, работающей на бензине и на газе, представлены в таблице 2.1.

Результаты расчетов показателя 1.2 (расход топлива в магистральном цикле) представлены в таблице 2.2.

Результаты расчетов показателя 1.3 (расход топлива в городском цикле) представлены в таблице 2.3.

Результаты расчетов характеристики 1.5 (топливная характеристика установившегося движения) для автомобилей ВАЗ-21083 и ВАЭ-21213 представлены на рис. 2.11-2.12.

Таблица 2.1 – Результаты расчетов показателя 1.1 (расход топлива л/100 км на скоростях 90 и 120 км/ч)

Модель автомобиля	Расход топлива при скорости 90 км/ч (л/100 км)			Расход топлива при скорости 20 км/ч (л/100 км)		
	УБ	УГ	К	УБ	УГ	К
ВАЗ-2108	5,7	6,6	6,6/0	7,8	9,0	9,0/0
ВАЗ-2109	5,7	6,6	6,6/0	7,8	9,0	9,0/0
ВАЗ-21083	5,9	6,8	6,8/0	8,0	9,2	9,2/0
ВАЗ-21093	5,9	6,8	6,8/0	8,0	9,2	9,2/0
ВАЗ-21099	5,9	6,8	6,8/0	8,0	9,2	9,2/0
ВАЗ-21213	8,3	9,6	9,6/0	11,6	13,5	12,5/1,3

Примечание:

1. Условные обозначения: УБ - универсальная система питания, работающая на бензине; УГ - универсальная система питания, работающая на газе; К - комбинированная система питания.

2. Для комбинированной системы питания в числителе — расход газа, в знаменателе - бензина.

Таблица 2.2 – Результаты расчетов показателя 1.2 (расход топлива в магистральном цикле)

Модель автомобиля	Расход топлива в магистральном цикле (л/100 км)		
	УБ	УГ	К
ВАЗ-2108	6,2	7,2	6,9/0,4
ВАЗ-2109	6,2	7,2	6,9/0,4
ВАЗ-21083	6,5	7,3	7,0/0,4
ВАЗ-21093	6,5	7,3	7,0/0,4
ВАЗ-21099	6,6	7,4	7,1/0,4
ВАЗ-21213	9,0	10,4	9,5/1,0

Примечание:

1. Условные обозначения: УБ - универсальная система питания, работающая на бензине; УГ - универсальная система питания, работающая на газе; К - комбинированная система питания.

2. Для комбинированной системы питания в числителе - расход газа, в знаменателе - бензина.

Таблица 2.3 – Результаты расчетов показателя 1.3 (расход топлива в городском цикле)

Модель автомобиля	Расход топлива в городском цикле (л/100 км)		
	УБ	УГ	К
ВАЗ-2108	8,8	9,9	8,6/1,5
ВАЗ-2109	8,8	9,9	8,6/1,5
ВАЗ-21083	9,1	10,3	8,9/1,7
ВАЗ-21093	9,1	10,3	8,9/1,7
ВАЗ-21099	9,2	10,4	9,0/1,7
ВАЗ-21213	10,9	12,7	11,1/2,3

Примечание:

1. Условные обозначения: УБ - универсальная система питания, рабо-тающая на бензине; У Г - универсальная система питания, работаю-щая на газе; К - комбинированная система питания.

2. Для комбинированной системы питания в числителе - расход газа, в знаменателе — бензина.

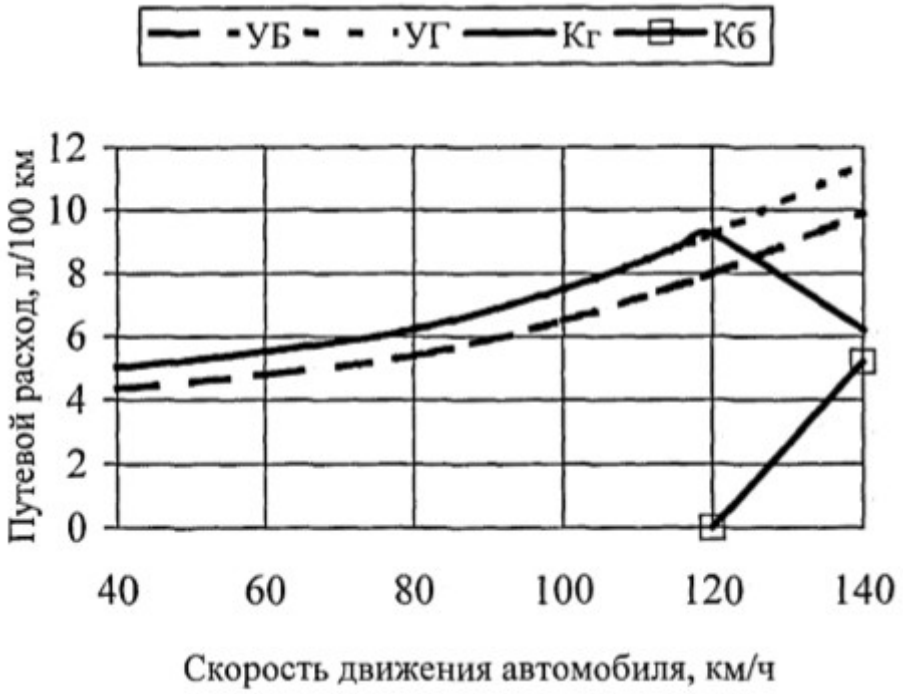


Рис. 2.11 – Топливная характеристика установившегося движения автомобиля ВАЗ-2108Э (условные обозначения: УБ - универсальная система питания, работающая на бензине; УГ - универсальная система питания, работающая на газе; К - комбинированная система питания)

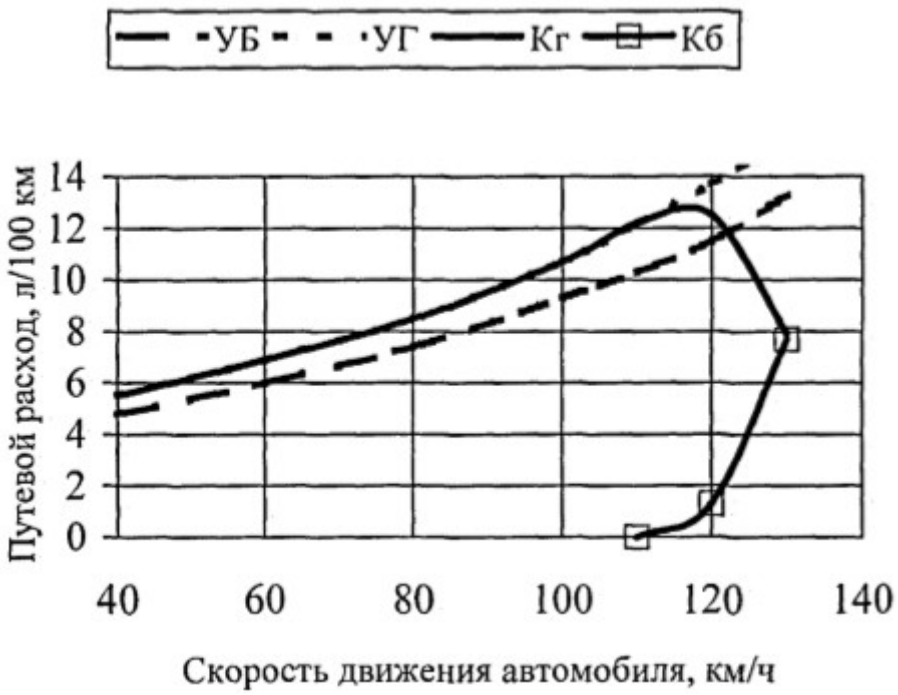


Рис. 2.12 – Топливная характеристика установившегося движения автомобиля ВАЗ-2121Э (условные обозначения: УБ - универсальная система питания, работающая на бензине; УГ - универсальная система питания, работающая на газе; К - комбинированная система питания)

2.6 Теория расчетов параметров системы подачи газа в двигатель

Теория расчетов узлов газовой аппаратуры развивалась в соответствии с развитием технологических возможностей промышленности. По мере появления новых технологических возможностей возникала необходимость развития теории для их применения в области машиностроения, а в частности в автомобильной газовой аппаратуре.

Основы теории были заложены такими известными учеными как Самоль Г.И., Гольдблат И.И. и др. Дальнейшее развитие данная теория получила в трудах Ерохова В.И., Морева А.И.

Основные положения по расчетам узлов газовой аппаратуры, включая расчеты основных характеристик наиболее сложного дозирующего узла - газового редуктора мембранно-рычажного типа, представлены в работах Самоль Г.И. и Гольдблата И.И.

Ерохов В.И., в развитие теории расчетов газовых редукторов, выявил закономерности и степень влияния определяющих их структурных параметров на выходное давление отдельных ступеней редуцирования газового редуктора, а также развил теорию определения необходимых сил прижатия плоского клапана к седлу для

обеспечения его герметичного закрытия в зависимости от материала, из которого выполнен клапан.

Зависимость величины рабочего давления газа от его расхода одноступенчатого редуктора (отдельной ступени) представлена на рис.2.13. Участок 2 близок к прямолинейной характеристике и определяет зависимость величины рабочего давления от количества отбираемого газа.

При этом тангенс угла наклона участка 1 характеризуется жесткостью упругих элементов газового редуктора. С увеличением жесткости пружины угол наклона кривой возрастает. Точка Б характеризует минимальный расход газа при величине рабочего давления равного $P_б$. При дальнейшем уменьшении отбора газа редуктор прекращает работать как регулятор. В этом случае клапан соприкасается с седлом и появляется его реакция R_c, равная при полном прекращении отбора газа, величине усилия, необходимого для обеспечения герметичности соединения клапанной пары. Обеспечение упомянутого усилия (равной реакции R_c) седла может быть достигнуто путем повышения давления в рабочей полости на величину $\Delta P_{пер}$.

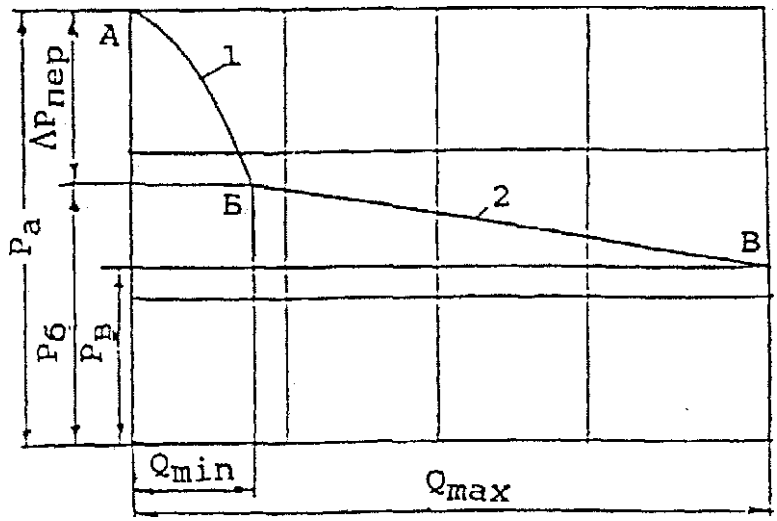


Рис. 2.13 – Зависимость рабочего давления газового редуктора от величины расхода газового топлива

Из рисунка 2.13 следует, что пространственно-геометрическое положение клапана определяется величиной давлением $P_б\left(P^{а}_{раб}\right)$ и $P_1\left(P^{б}_{раб}\right)$.

Величина $\left(P_б - P_1\right) f_{кл1} * a_{кл1} = \Delta P_{пер}$ представляет собой перепад рабочего давления до и после запорного клапана и является характеристикой газового редуктора (кривая 1).

Для создания величины усилия равной реакции седла величина давления в рабочей камере редуктора должна быть увеличена на $\Delta P_{пер}$.

$$R_c = \Delta P_{гер} = \Delta P_г * f_{упл} / F_{эфф} \qquad (2.21)$$

где $\Delta P_{гер}$ – удельное давление на уплотнитель клапана, обеспечивающее герметичность зазора седло-клапан; $f_{упл}$ – площадь контактной поверхности между редуцирующим клапаном и седлом, $см^2$; $F_{эфф}$ – эффективная площадь мембраны, $см^2$.

При расчетах величиной $\Delta P_{гер}$ задаются, исходя из особенностей работы редуцирующей системы. Большему значению давления на выходе редуцирующей системы (в первой ступени) соответствует величина перепада рабочего давления равная $\Delta P_{гер} = (0{,}25 - 0{,}5) P_{вых}$, а при малых – $\Delta P_{гер} = (2 - 10) P_{вых}$.

Величина перепада давлений $\Delta P_{гер}$ зависит от применяемого материала, конструкции и качества изготовления клапанной пары.

Величина усилия ($N_{пр1}$) задающей пружины первой ступени редуктора может быть представлена следующей зависимостью

$$N_{пр1} = c_{пр1} * h_1 * i_1 \qquad (2.22)$$

Величина усилия мембраны первой ступени, передаваемая в жесткий ее центр в зависимости от перепада давлений в надмембранной и подмембранной полостях, может быть представлена соотношением

$$(P_{r1} - P_o) * f_{м1} * a_{м1} \qquad (2.23)$$

Сила реакции седла, т.е. сила с которой необходимо прижать клапан к седлу для обеспечения заданной степени его герметичности, может быть представлена зависимостью

$$R_{c1} = q_{r1} * f_{rk1} = Q_{r1} * \Delta_1 \qquad (2.24)$$

где $f_{rk1} = \pi d_{ср} * \Delta_1$ – площадь поверхности соприкосновения седла с клапаном, см;

Δ_1 – ширина уплотнительного пояска клапана, см;

q_{r1} – удельное давление герметичности, МПа;

Q_{r1} – усилие герметичности клапана первой ступени, Н.

Величина q_{r1} для различных материалов клапанной пары приведена на рис. 2.21.

Условие равновесия сил для определения степени герметичности клапана первой ступени может быть представлено уравнением

$$\left(P_б - P_1\right) * f_{rk1} * a_{кл1} + c_{пр1} h_1 i_1 + \left(P_{r1} - P_0\right) * f_{м1} * a_{м1} + h_1 q_{r1} * f_{rk1} = 0 \qquad (2.25)$$

$$q_{r1} = \left[\left(P_б - P_1\right) * f_{rk1} * a_{кл1} + c_{пр1} * h_1 i_1 + \left(P_{r1} + P_0\right) * f_{м1} * a_{м1}\right] / f_{k1} a_{кл1} \qquad (2.26)$$

Преобразовав уравнение (2.26), получим

$$q_{r1} = \{\left[P_1 * \left(f_{rk1} * a_{кл1} + f_{м1} * a_{м1}\right)\right] - c_{пр1} * h_1 i_1 + \\ + \left[\left(P_б * f_{rk1} * a_{кл1} - P_0 * f_{м1} * a_{м1}\right]\right\} / f_{k1} a_{кл} \qquad (2.27)$$

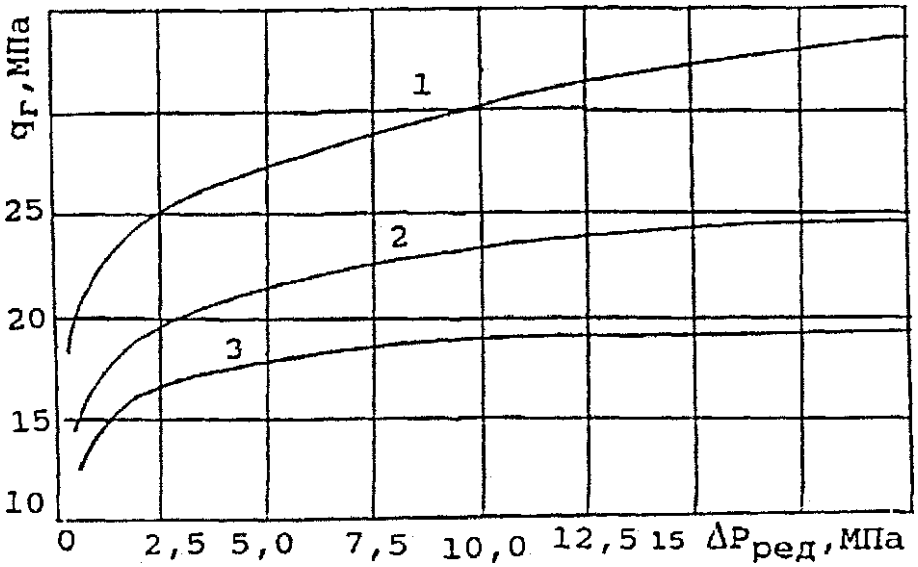


Рис. 2.14 - Минимальная удельная герметичность различных материалов клапанной пары: 1- фибра твердая; 2 -фибра; 3 – эбонит

Уравнение (2.34) позволяет подобрать необходимый материал, определить усилие герметичности, а затем определить усилие задающей пружины

$$Q_{пр} = \left(P_{r1} * P_0\right) * f_{м1} * a_{м1} - \left(P_6 - P_1 * f_{кл1} * a_{кл1}\right) - \frac{R_c}{f_{к1} * a_{кл1}} \qquad (2.28)$$

Впрыск газа. Основываясь на результатах работ выполненных ранее и в развитие существующих теоретических положений, предлагаются следующие теоретические предпосылки расчета параметров ГБО для принудительной подачи газа (систем впрыска).

Система принудительной подачи ГСН, как правило, содержит следующие элементы: емкость для хранения ГСН, запорно-предохранительная арматура, газопровод для подвода ГСН к двигателю, редуктор, испаритель (подогреватель), датчик (датчики), блок управления, дозатор (дозаторы), смеситель (смесители).

Первые пять элементов системы, как правило, присутствуют в любой системе подачи ГСН и методы их расчетов уже известны. Количество, конструкция и расположение четырех последних элементов определяют свойства системы подачи ГСН в двигатель.

Приведенная выше классификация (п. 1.3.2) идентична классификации систем впрыска жидкого топлива, среди которых уже определен оптимальный вариант - электронно-управляемая система подачи топлива с циклической подачей за дроссельную заслонку с несколькими дозаторами (форсунками). ГСН, в отличии от жидкого топлива, имеет другое агрегатное состояние, поэтому система топливоподачи оптимальная для жидкого топлива может быть не оптимальной для ГСН. При выборе вариантов исполнения систем принудительной подачи ГСН в двигатель использовались следующие критерии:

- высокая точность и стабильность дозирования ГСН;
- компактность;
- минимальная масса.

Учитывая вышеизложенное предложено два варианта исполнения систем принудительной подачи ГСН:

Первый вариант относительно простой, характеризуется следующими признаками (рис.2.14):

- редуктор совмещен с испарителем;
- электронное или комбинированное управление;
- регулирование количества подаваемого ГСН путем изменения проходного сечения дозатора или соотношением между временем открытого состояния дозатора и временем закрытого состояния;
- подача ГСН в газообразном состоянии;
- применение одного дозатора;
- число смесителей соответствует числу цилиндров;
- подача ГСН за дроссельную заслонку в непосредственной близости от впускного клапана.

Второй вариант относительно сложный (рис.2.23), характеризуется следующими признаками:

- редуктор совмещен с испарителем;

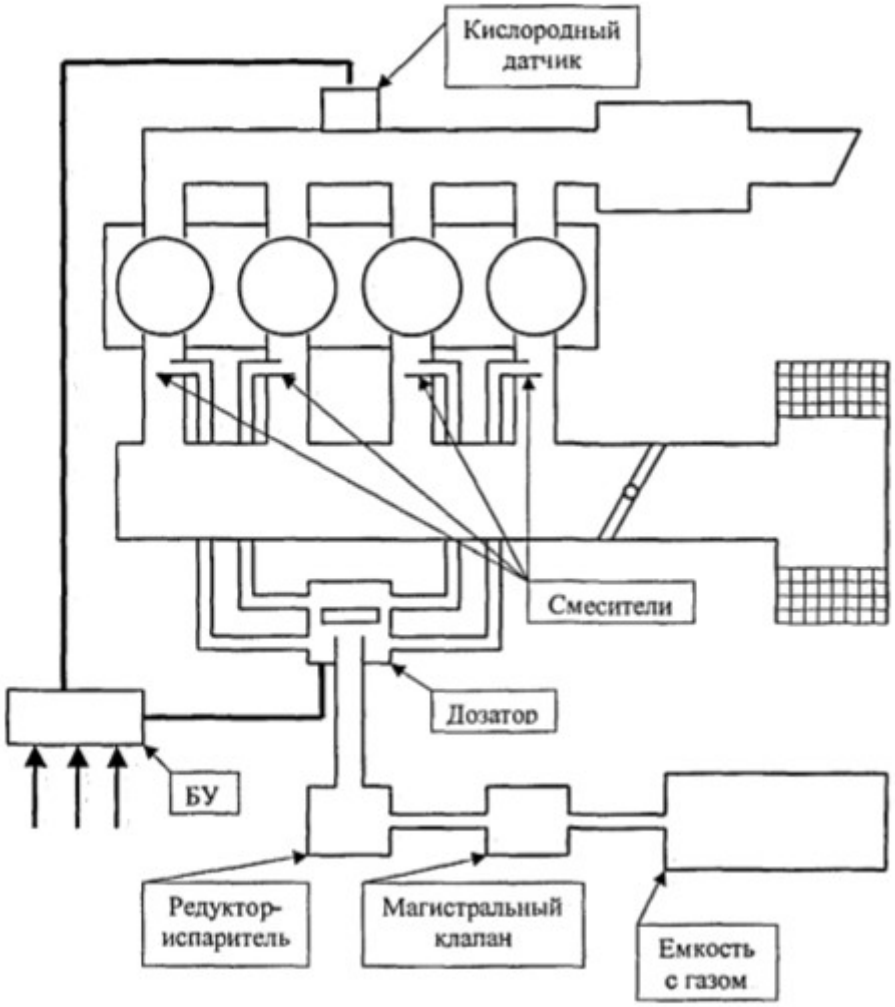


Рис.2.14 – Первый вариант исполнения системы принудительной подачи ГНС в двигатель (БУ - блок управления)

- регулирование количества подаваемого ГНС путем изменения проходного сечения дозатора или соотношением между временем открытого состояния дозатора и временем закрытого состояния;
- подача ГНС в газообразном состоянии;
- число дозаторов равно числу цилиндров;
- число смесителей равно числу цилиндров;
- электронное или комбинированное управление;
- подача ГНС за дроссельную заслонку в непосредственной близости от впускного клапана.

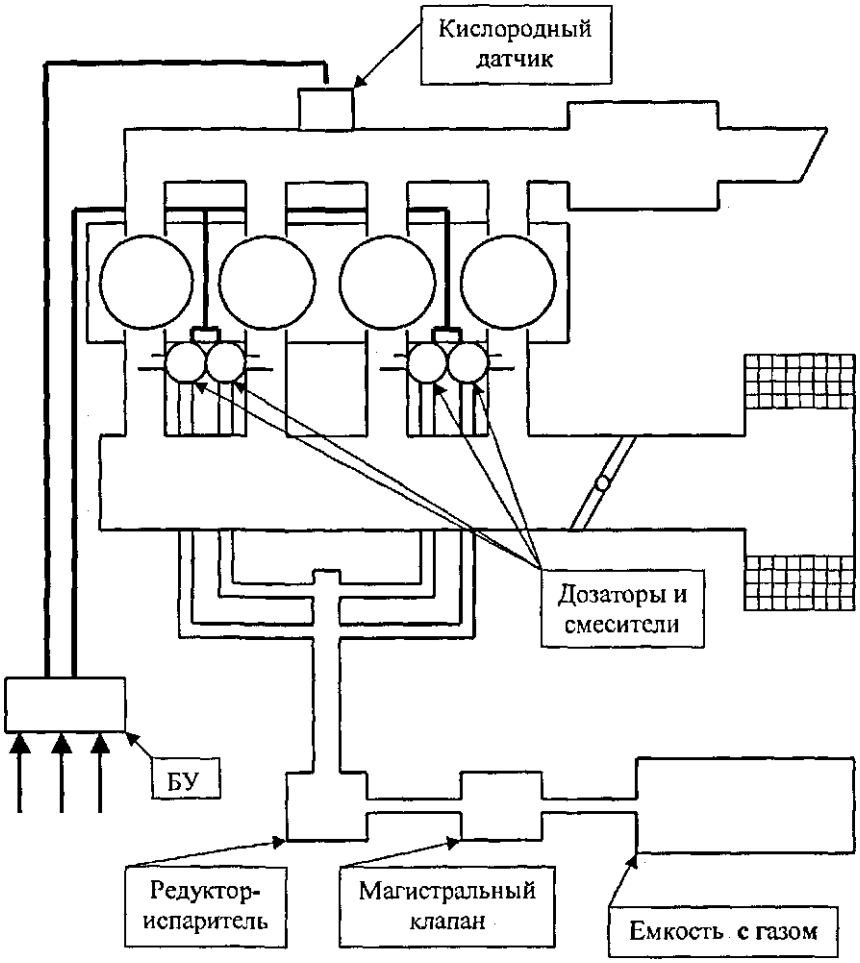


Рис.2.15 – Второй вариант исполнения системы принудительной подачи ГСН в двигатель (БУ - блок управления)

Расчетная схема системы принудительной подачи ГНС в двигатель. Система принудительной подачи ГМТ отличается от эжекционной системы подачи ГМТ отсутствием диффузора и второй ступени редуктора. С учетом этого неравномерность состава ТВС будет определяться в соответствии с факторами, указанными на рис.2.16.

В эксплуатации на состав ТВС, приготовляемой системой принудительной подачи газа, оказывают влияние следующие факторы: физические свойства газа, температура окружающей среды, режим работы двигателя, температура воздуха, поступающего в двигатель, атмосферное давление, погрешности блока управления и датчиков.

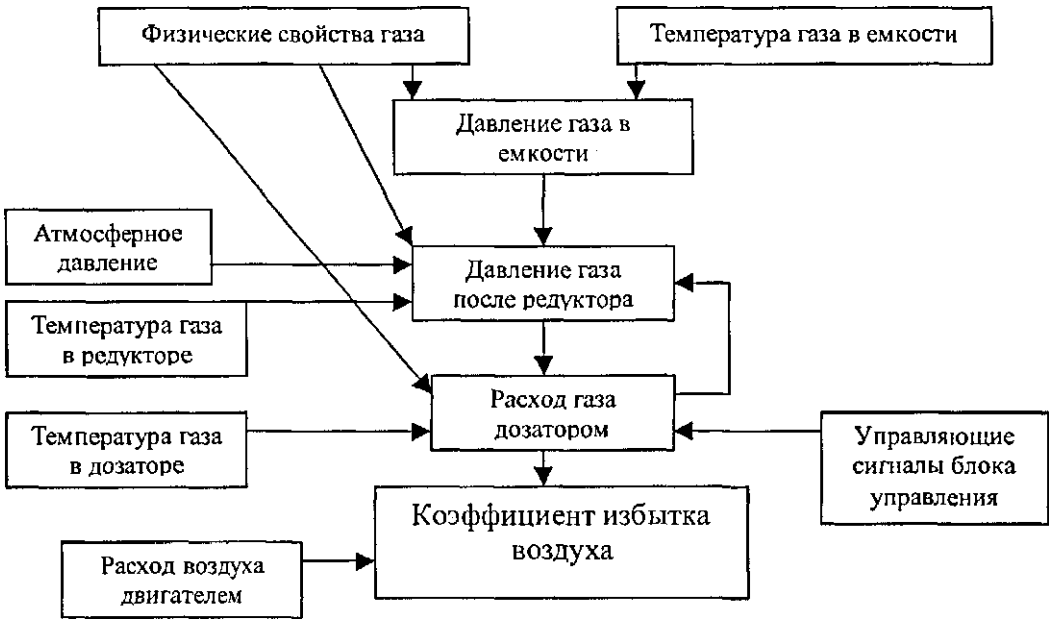


Рис.2.16 – Влияние различных факторов на состав ТВС для систем принудительной подачи ГНС в двигатель

Физические свойства газа, наряду с температурой окружающей среды, определяют давление в емкости для хранения газа, которое является входным давлением для редуктора, и определяет выходное давление редуктора. Выходное давление редуктора напрямую оказывает влияние на расход газа и, следовательно, на состав ТВС. Кроме того, физические свойства газа определяют истечение газа через клапан редуктора и дозатора, что также оказывает влияние на состав ТВС.

Температура окружающей среды для двигателей, оснащенных системой распределенного впрыска топлива, практически эквивалентна температуре воздуха, поступающего в двигатель. Температура воздуха определяет плотность поступающего в двигатель воздуха и, следовательно, состав ТВС. Однако, в большинстве случаев расход воздуха определяется датчиком массового расхода воздуха, что учитывает изменение плотности воздуха.

Режим работы двигателя определяет расход газа, который, в свою очередь, оказывает влияние на выходное давление редуктора. А выходное давление редуктора напрямую оказывает влияние на расход газа и на состав ТВС.

Атмосферное давление определяет выходное давление редуктора, которое непосредственно оказывает влияние на расход газа и на состав ТВС.

Погрешности блока управления и датчиков системы принудительной подачи газа также оказывают влияние на состав ТВС, приготовляемой системой. В плане выполнения диссертационной работы указанные погрешности учитываются с точностью используемой метрологической аппаратуры. Поскольку по своей природе они представляют собой систематические погрешности.

Таким образом, в дальнейшем исследуется влияние на состав ТВС следующих факторов: физических свойств газа, температуры окружающей среды, режима работы двигателя, атмосферного давления.

Расчетная схема системы впрыска ГНС в двигатель представлена на рис.2.17.

Расчет давления в емкости для хранения газа. Расчетная схема емкости для хранения газа должна учитывать следующие факторы:

- температуру газа;
- состав газа в емкости.

Допущения, принятые при разработке расчетной схемы:

1. Газ в емкости для хранения состоит только из пропана и бутана.

2. Давление газа в емкости для хранения определяется только его температурой и соотношением пропана и бутана.

3. Температура газа в емкости равна температуре окружающей среды.

Каждую кривую зависимости давления от температуры можно с достаточной степенью точности аппроксимировать полиномом третьей степени

$$P = a T^3 + b T^2 + cT + d \qquad (2.29)$$

где a, b, c, d – коэффициенты; T – температура, °C.

Коэффициенты *a, b, c, d* определяются методом наименьших квадратов по четырем значениям давления насыщенных паров P^{-30}, P^{-10}, P^{10}, P^{30} при -30°C, -10°C, 10°C, 30°C для соответствующего соотношения пропана и бутана. Давления P^{-30}, P^{-10}, P^{10}, P^{30} определяем в зависимости от соотношения пропана и бутана следующим образом (2.30)

$$\begin{aligned} P^{-30} &= P_б^{-30} + \left(P_n^{-30} - P_б^{-30}\right) Д_n \\ P^{-10} &= P_б^{-10} + \left(P_n^{-10} - P_б^{-10}\right) Д_n \\ P^{10} &= P_б^{10} + \left(P_n^{10} - P_б^{10}\right) Д_n \\ P^{30} &= P_б^{30} + \left(P_n^{30} - P_б^{30}\right) Д_n \end{aligned} \qquad (2.30)$$

где, $P_б^{-30}$, $P_б^{-10}$, $P_б^{10}$, $P_б^{30}$ – давления насыщенных паров бутана соответственно при -30°C, -10°C, 10°C, 30°C, $кгс/см^2$, абс.;

P_n^{-30}, P_n^{-10}, P_n^{10}, P_n^{30} – давления насыщенных паров пропана соответственно при -30°C, -10°C, 10°C, 30°C, $кгс/см^2$, абс.;

$Д_n$ – доля пропана в бутан-пропановой смеси.

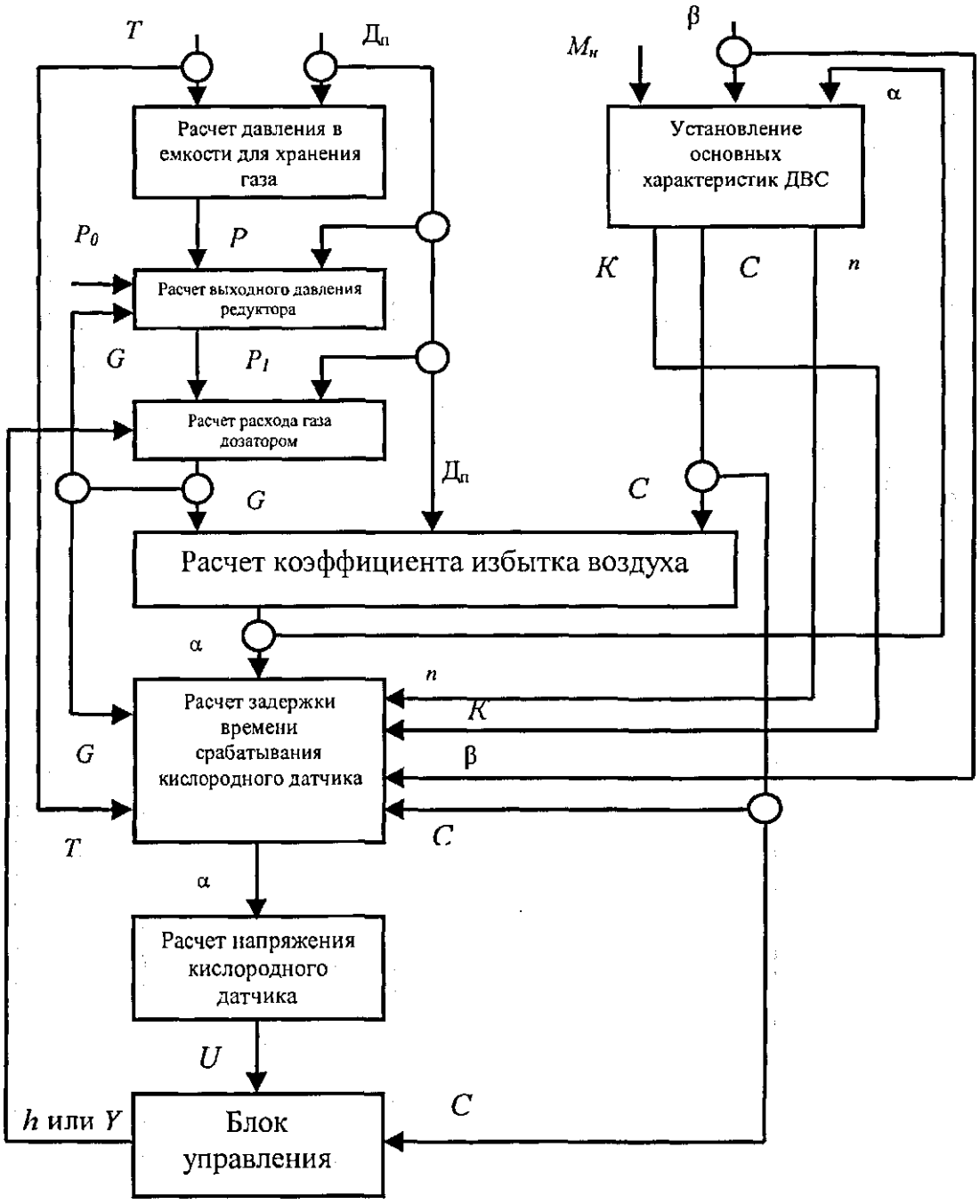


Рис.2.17 – Расчетная схема системы принудительной подачи ГНС: T – температура ГНС в емкости для хранения, °С; $Д_п$ – доля пропана в газовой смеси; P – давление в емкости для хранения ГНС, $кгс/см^2$, абс.; P_0 – атмосферное давление, $кгс/см^2$, абс.; P_1 – давление на выходе редуктора, $кгс/см^2$, абс.; G – расход ГНС, кг/с; $M_н$ – момент нагрузки двигателя, Нм; β – степень открытия дроссельной заслонки; C - расход воздуха, кг/с; K – давление во впускном коллекторе, $кгс/см^2$, абс.; n - частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; α – коэффициент избытка воздуха; U – напряжение кислородного датчика, В; h – ход клапана дозатора, см; Y – скважность управляющих импульсов дозатора

Расчет выходного давления редуктора. Расчетная схема редуктора должна учитывать следующие факторы: состав газа, расход газа, температуру газа, давление на входе, конструктивные особенности редуктора, а именно: площадь проходного сечения клапана; форма проходного сечения клапана; передаточное число рычажной передачи редуктора; площадь мембраны редуктора; параметры пружины мембраны.

Допущения, принятые при разработке расчетной схемы:

1. Не учитываются массы подвижных деталей;
2. Температура газа в редукторе является постоянной.

Расчетная схема разработана для редукторов двух типов - с рычажной передачей и без нее.

Редуктор с рычажной передачей представлен на рис.2.18.

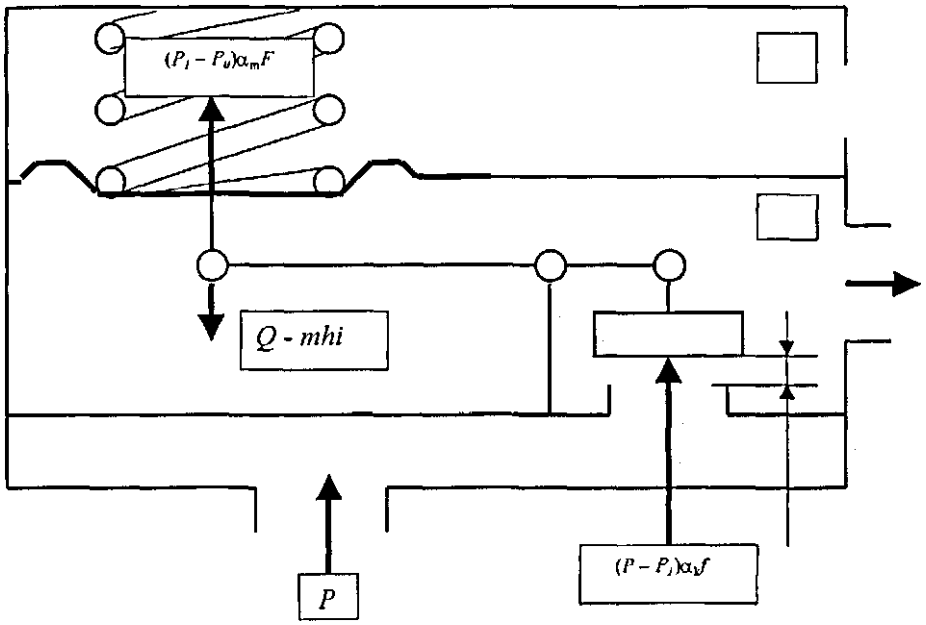


Рис.2.18 – Редуктор с рычажной передачей

Уравнение равновесия сил, действующих на клапан редуктора

$$\left(P - P_1\right) a_k f + \left(Q - m h i\right) i - \left(P_1 - P_0\right) a_m F i = 0 \qquad (2.31)$$

где P – давление на входе в редуктор, оно же давление в емкости для хранения газа, $кгс / см^2$ (абс.);

P_1 – давление на выходе редуктора, $кгс / см^2$, (абс.);

a_k – коэффициент, зависящий от формы клапана редуктора;

f – площадь клапана редуктора, $см^2$;

Q – сила пружины при закрытом клапане, кгс;

m – коэффициент жесткости пружины мембраны, ксг/см;

h – ход клапана;

i – передаточное отношение рычажной передачи редуктора;

P_0 – атмосферное давление, $кгс/см^2$, (абс.);

a_m – коэффициент активности площади мембраны редуктора;

F – площадь мембраны редуктора, $см^2$.

При сверхкритической скорости истечения газа через клапан расход газа редуктором может быть определен по формуле термодинамики для сверхкритической скорости истечения газа

$$G = f_{пр}\psi P\sqrt{\frac{2gk\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}}{RT\ (k+1)}}, \tag{2.32}$$

где ψ – коэффициент истечения газа через клапан редуктора;

$f_{пр}$ – площадь проходного сечения клапана редуктора, см2;

R – газовая постоянная, $м^2/(°K\,c^2)$;

k – показатель адиабаты;

T – температура газа, $°K$.

Площадь проходного сечения клапана редуктора при его плоском исполнении связана с ходом клапана следующей зависимостью

$$f_{пр} = \pi d h \tag{2.33}$$

где d- диаметр клапана дозатора, см.

Подставив формулу (2.32) в (2.33) после преобразований получим зависимость хода клапана от расхода газа и давления в емкости

$$h = \frac{G}{\pi d\psi P\sqrt{\frac{2gk\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}}{RT(k+1)}}} = \frac{AG}{P}$$
$$A = \frac{1}{\pi d\psi\sqrt{\frac{2gk\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}}{RT(k+1)}}} \tag{2.34}$$

где А – коэффициент, учитывающий свойства газа.

Подставив (2.34) в (2.31) определим давление на выходе из редуктора

$$P_1 = \frac{a_k f P^2 + QiP + a_m Fi P_0 P - mA i^2 G}{P\left(a_m Fi + a_k f\right)}, \qquad (2.35)$$

Газовая постоянная R и показатель адиабаты k имеют различные значения для пропана и бутана. Газовая постоянная и показатель адиабаты бутано-пропановой смеси определяются формулами:

$$R_{см} = R_б + \left(R_{пр} - R_б\right) Д_п \qquad (2.36)$$

$$k_{см} = k_б + \left(k_{пр} - k_б\right) Д_п \qquad (2.37)$$

где $R_б$, $R_{пр}$ – газовая постоянная соответственно бутана и пропана $м^2/\left(^\circ K\, с^2\right)$;

$k_б$, $k_{пр}$ – показатель адиабаты соответственно бутана и пропана;

$Д_п$ – доля пропана в смеси.

Редуктор без рычажной передачи представлен на рис.2.19. Уравнение равновесия сил, действующих на клапан редуктора

$$\left(P - P_1\right) a_k f - \left(Q - m h\right) + \left(P_1 - P_0\right) a_m F = 0 \qquad (2.38)$$

где P – давление на входе в редуктор, оно же давление в емкости для хранения газа, $кгс / см^2$, (абс.);

P_1 – давление на выходе редуктора, $кгс / см^2$, (абс.);

P_0 – атмосферное давление, $кгс / см^2$, (абс.);

a_k – коэффициент, зависящий от формы клапана редуктора;

f – площадь клапана редуктора, $см^2$;

Q – сила пружины при закрытом клапане, кгс;

m – коэффициент жесткости пружины мембраны, кгс/см;

h – ход клапана, см;

a_m – коэффициент активности площади мембраны редуктора;

F – площадь мембраны редуктора, $см^2$

Остальные выкладки аналогичны, изложенным ранее для редуктора с рычажной передачей.

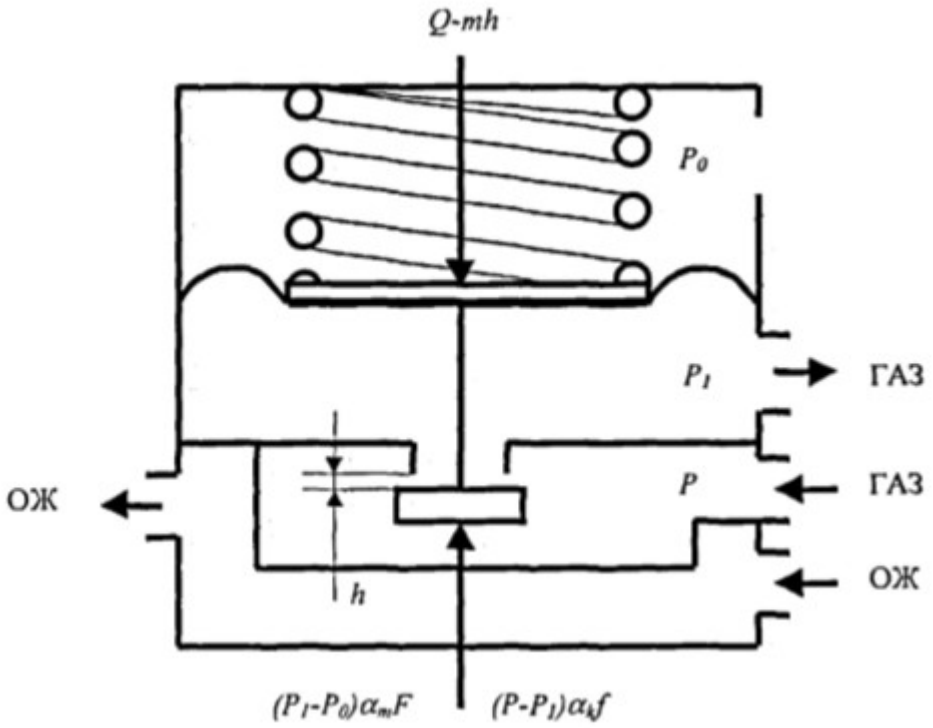


Рис.2.19 – Редуктор без рычажной передачи

Расчет расхода газа дозатором. Расчет расхода газа произведен для двух типов дозаторов - с непрерывной и циклической подачей.

Дозатор для непрерывной подачи газа. Расчетная схема дозатора для непрерывной подачи газа должна учитывать следующие факторы: температуру газа, состав газа, давление на входе, конструктивные особенности дозатора.

Допущения, принятые при разработке расчетной схемы:

1) не учтены массы подвижных деталей;

2) температура газа является постоянной величиной.

Расчетная схема дозатора представлена на рис.2.20.

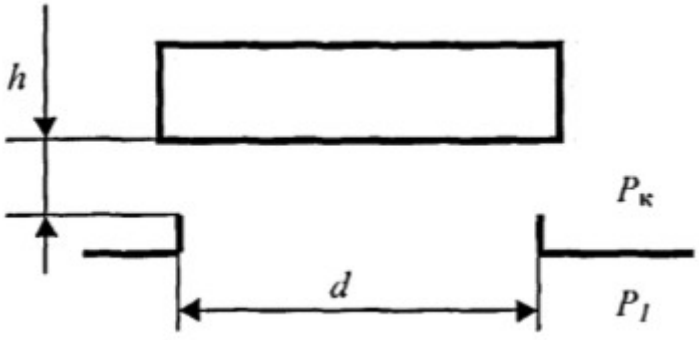


Рис.2.20 – Дозатор для непрерывной подачи газа

При сверхкритической скорости истечения газа через клапан дозатора расход газа может быть определен по формуле термодинамики

$$G = f_{np}\psi P_1 \sqrt{\frac{2gk\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}}{RT(k+1)}} \qquad (2.39)$$

где f_{np} – площадь проходного сечения клапана дозатора, $см^2$;

ψ – коэффициент истечения газа через клапан дозатора;

P_1 – давление газа на входе в дозатор (эквивалентно давлению на выходе из редуктора), $кгс/см^2$;

R – газовая постоянная, $м^2/(^\circ K\, c^2)$;

k – показатель адиабаты;

T – температура газа, $^\circ K$.

Площадь проходного сечения клапана дозатора при плоском клапане связана с ходом клапана следующей зависимостью

$$f_{np} = \pi dh \qquad (2.40)$$

где d – диаметр клапана дозатора, см.

Подставляя (2.40) в (2.39), получим зависимость расхода газа через дозатор от хода клапана дозатора

$$G = \pi d\psi P_1 h \sqrt{\frac{2gk\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}}{RT(k+1)}} \qquad (2.41)$$

Газовая постоянная R и показатель адиабаты k определятся таким же образом, как и в предыдущем разделе.

Дозатор для циклической подачи газа. Расчетная схема дозатора для циклической подачи газа учитывает следующие факторы: температуру газа, состав газа, давление на входе, конструктивные особенности дозатора. Схема дозатора представлена на рис. 2.21.

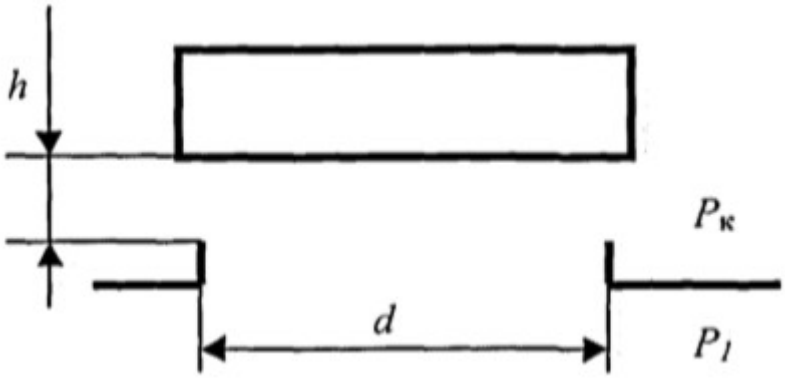


Рис.2.21 – Схема дозатора для циклической подачи газа

Основные допущения, принятые при разработке расчетной схемы:

1) перемещение клапана дозатора из открытого состояния в закрытое происходит мгновенно;

2) температура газа постоянная;

3) задержки срабатывания учитываются в блоке управления;

Для расчета расхода газа воспользуемся аналогичной зависимостью из описания дозатора для непрерывной подачи газа. Только необходимо учесть, что у клапана дозатора нет промежуточных положений, а имеется только два положения: открытое и закрытое

$$G = \pi d \psi P_1 h Y \sqrt{\frac{2gk\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}}{RT(k+1)}} \qquad (2.42)$$

где d – диаметр клапана дозатора, см;

ψ – коэффициент истечения газа через клапан дозатора;

P_1 – давление газа на входе в дозатор (эквивалентно давлению на выходе из редуктора), $кгс/см^2$;

h – перемещение клапана дозатора из закрытого положения в открытое, см;

R – газовая постоянная, $м^2/(°Kc^2)$;

k – показатель адиабаты;

T – температура газа, $°K$;

Y – отношение длительности импульса, управляющего дозатором, к периоду следования управляющих импульсов.

Расчет напряжения кислородного датчика. Выходной сигнал кислородного датчика зависит от состава топливовоздушной смеси и с достаточной степенью точности эту зависимость можно аппроксимировать кусочно-линейной функцией вида (рис.2.22). Порядок расчета выходного сигнала кислородного датчика представлен на рис.2.23.

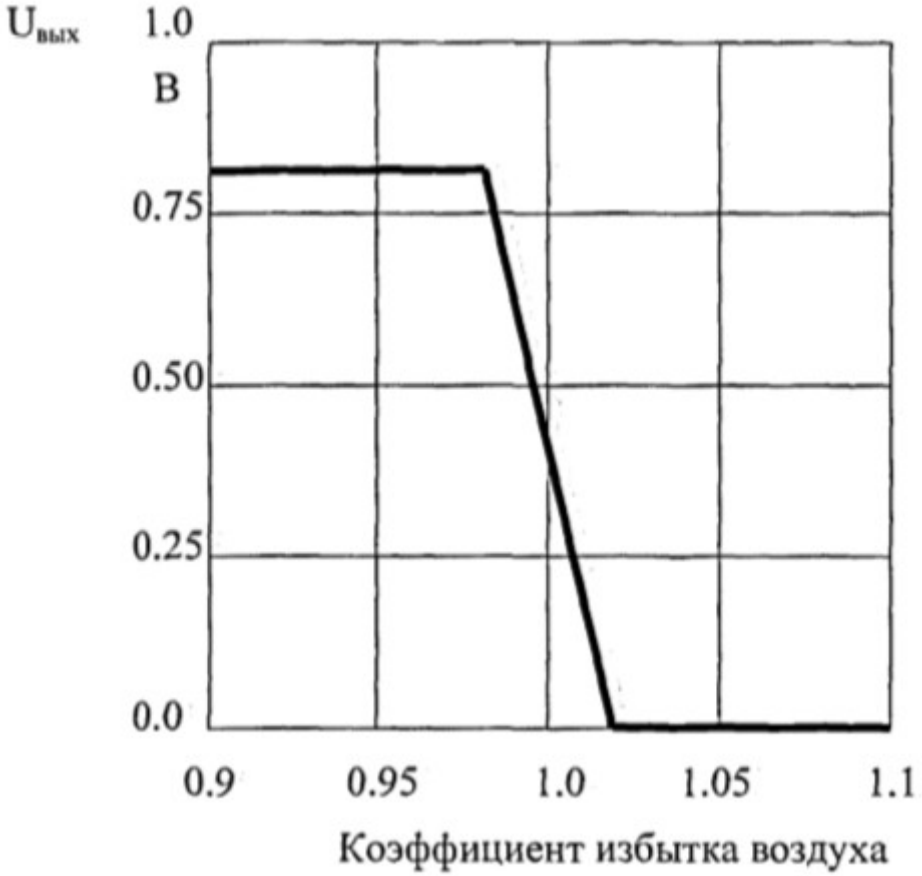


Рис.2.22 – Аппроксимация зависимости выходного напряжения кислородного датчика от коэффициента избытка воздуха ТВС

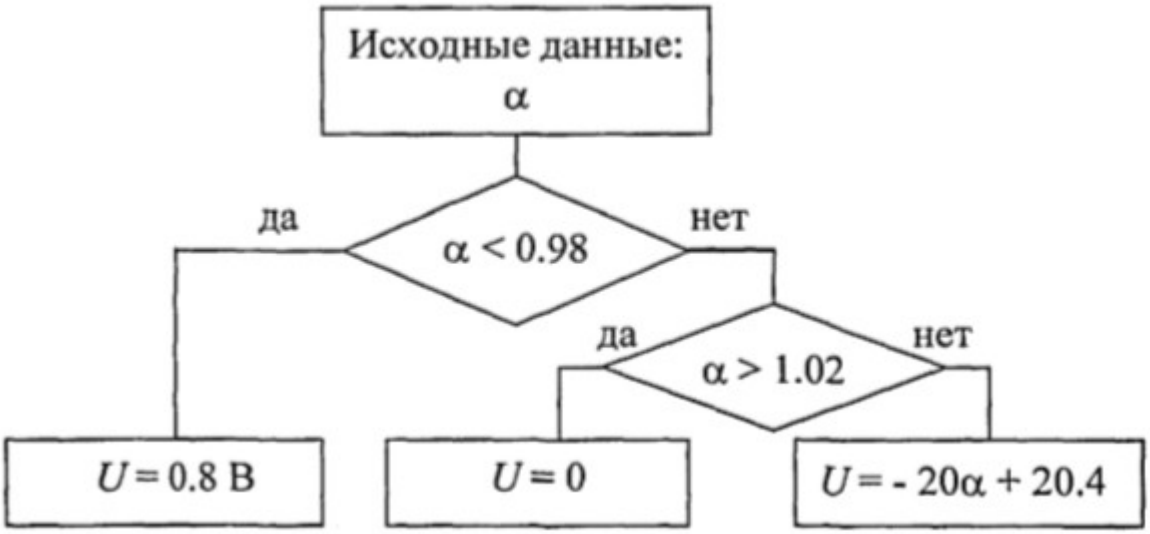


Рис.2.23 – Порядок расчета выходного напряжения кислородного датчика от коэффициента избытка воздуха

Определение основных характеристик двигателя. Расчетная схема для определения основных характеристик двигателя учитывает следующие факторы: момент инерции, крутящий момент, момент нагрузки. Дифференциальное уравнение вращательного движения коленчатого вала ДВС

$$J\ddot{\varphi} = M_{кр} - M_{н} \qquad (2.43)$$

где J – момент инерции подвижных частей двигателя, приведенный к коленчатому валу, *кгм*^{2};

φ – угол поворота коленчатого вала двигателя, рад.;

$M_{кр}$ – крутящий момент двигателя, Нм;

$M_{н}$ – момент нагрузки, Нм.

Крутящий момент двигателя в основном определяется частотой вращения коленчатого вала, степенью открытия дроссельной заслонки и составом топливовоздушной смеси. Зависимости крутящего момента двигателя от частоты вращения и степени открытия дроссельной заслонки, полученные по результатам стендовых испытаний двигателя ЗМЗ-4062.10, представлены на рис.2.24.

Кривые зависимости крутящего момента от частоты вращения аппроксимировались полиномом третьей степени

$$M_{кр} = a n^3 + b n^2 + cn + d \qquad (2.44)$$

где a, b, c, d – коэффициенты

n – частота вращения коленчатого вала двигателя, *мин*$^{-1}$.

Коэффициенты a, b, c, d определяются методом наименьших квадратов по четырем значениям крутящего момента M^{1000}, M^{2500}, M^{4000}, M^{5500} при частоте вращения 1000, 2500, 4000, 5500 *мин*$^{-1}$ для соответствующей степени открытия дроссельной заслонки.

Крутящий момент M^{1000}, M^{2500}, M^{4000}, M^{5500} определяем в зависимости от степени открытия дроссельной заслонки следующим образом (2.45)

$$\begin{aligned} M^{1000} &= M_0^{1000} + \left(M_{100}^{1000} - M_0^{1000}\right)\beta, \\ M^{2500} &= M_0^{2500} + \left(M_{100}^{2500} - M_0^{2500}\right)\beta, \\ M^{4000} &= M_0^{4000} + \left(M_{100}^{4000} - M_0^{4000}\right)\beta, \\ M^{5500} &= M_0^{5500} + \left(M_{100}^{5500} - M_0^{5500}\right)\beta \end{aligned} \qquad (2.45)$$

где M_0^{1000}, M_0^{2500}, M_0^{4000}, M_0^{5500} – крутящий момент двигателя при частоте вращения 1000, 2500, 4000, 5500 *мин*$^{-1}$ при закрытой дроссельной заслонке, Нм;

M_{100}^{1000}, M_{100}^{2500}, M_{100}^{4000}, M_{100}^{5500} – крутящий момент двигателя при частоте вращения 1000, 2500, 4000, 5500 $мин^{-1}$ при полностью открытой дроссельной заслонке, Нм;

β – степень открытия дроссельной заслонки.

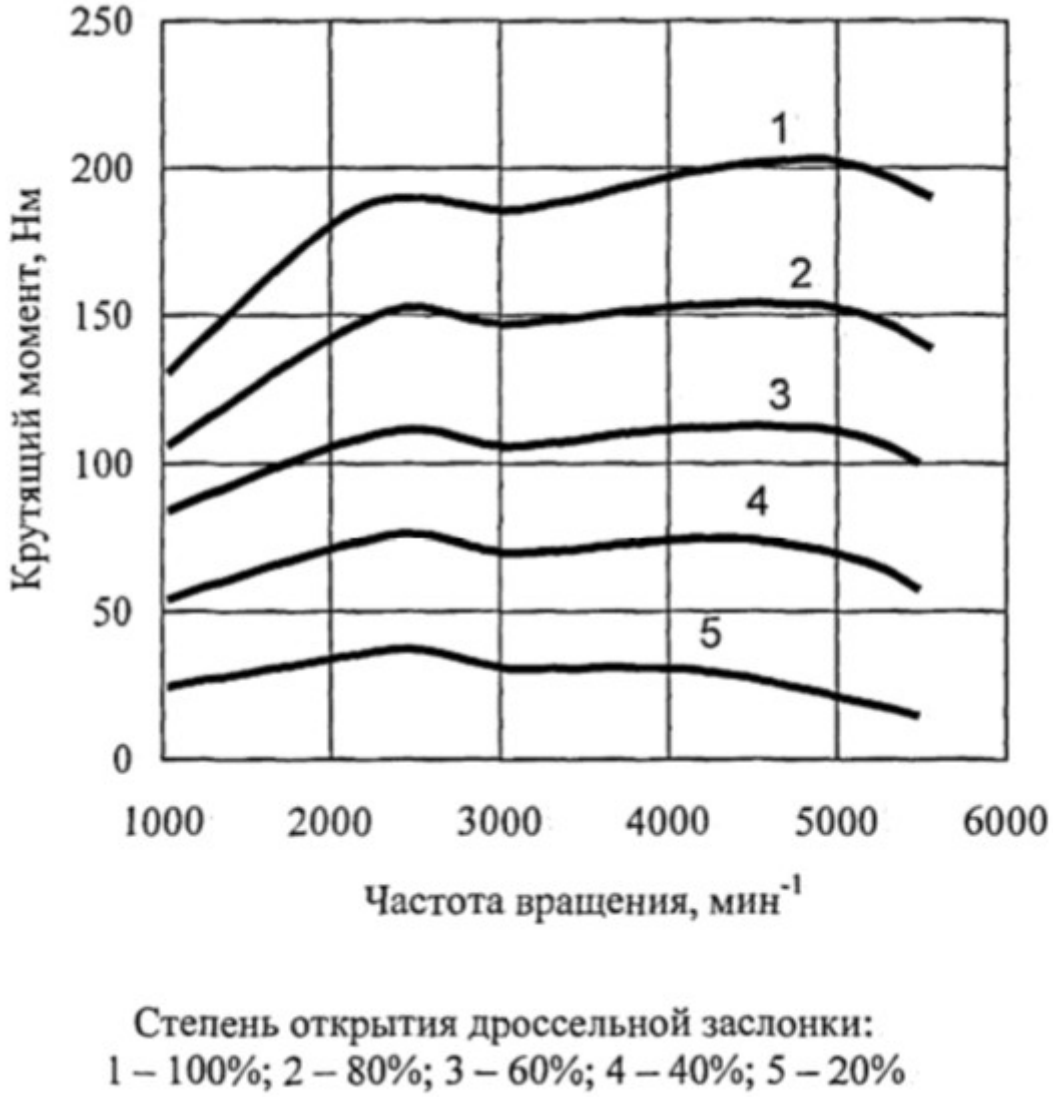


Рис.2.24 – Эмпирическая зависимость крутящего момента двигателя от частоты вращения и степени открытия дроссельной заслонки

Крутящий момент необходимо дополнительно корректировать по составу топливовоздушной смеси

$$M_{крк} = \left(1{,}0 - 0{,}5\left(\alpha - 0{,}85\right)\right) M_{кр}, \qquad (2.46)$$

где α – коэффициент избытка воздуха.

$M_{крк}$ – корректированный крутящий момент, Нм.

Для расчета процессов в системе питания необходимо определить расход воздуха двигателем и давление во впускном коллекторе. Расход воздуха двигателем и давление во впускном коллекторе определяется частотой вращения двигателя и степенью открытия дроссельной заслонки. Эти полученные экспериментально зависимости представлены на рис.2.38 и 2.39 соответственно.

Абсолютное давление во впускном коллекторе с достаточной степенью точности можно описать кусочно-линейной функцией (2.47)

$$\begin{array}{c} K = 0{,}9375 * \beta + 0{,}25 \,; при \;\; 0 < \beta < 0{,}8 \\ K = 1{,}0 \;\; при \;\; 0{,}8 < \beta < 1{,}0 \,, \end{array} \qquad (2.47)$$

Расчет задержки времени срабатывания кислородного датчика. Задержка времени срабатывания кислородного датчика обусловлена тем, что он в соответствии с рабочим процессом подготовки к сгоранию и сгорания топлива расположен на некотором расстоянии от дозатора ГНС (см. рис.2.25)

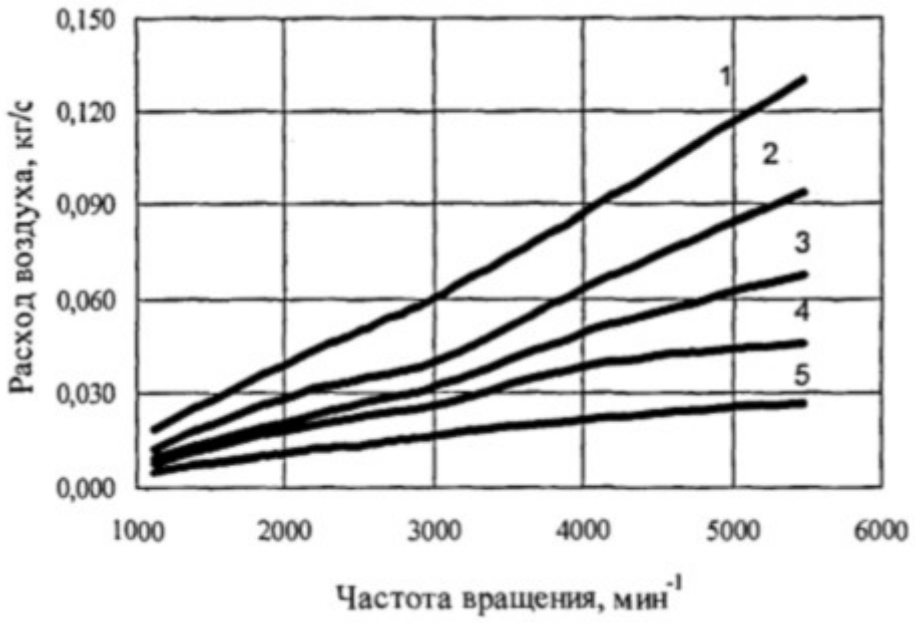


Рис.2.25 – Эмпирическая зависимость расхода воздуха двигателем от частоты вращения и степени открытия дроссельной заслонки: 1 - 100%; 2 - 80%; 3 - 60%; 4 - 40%; 5 - 20%

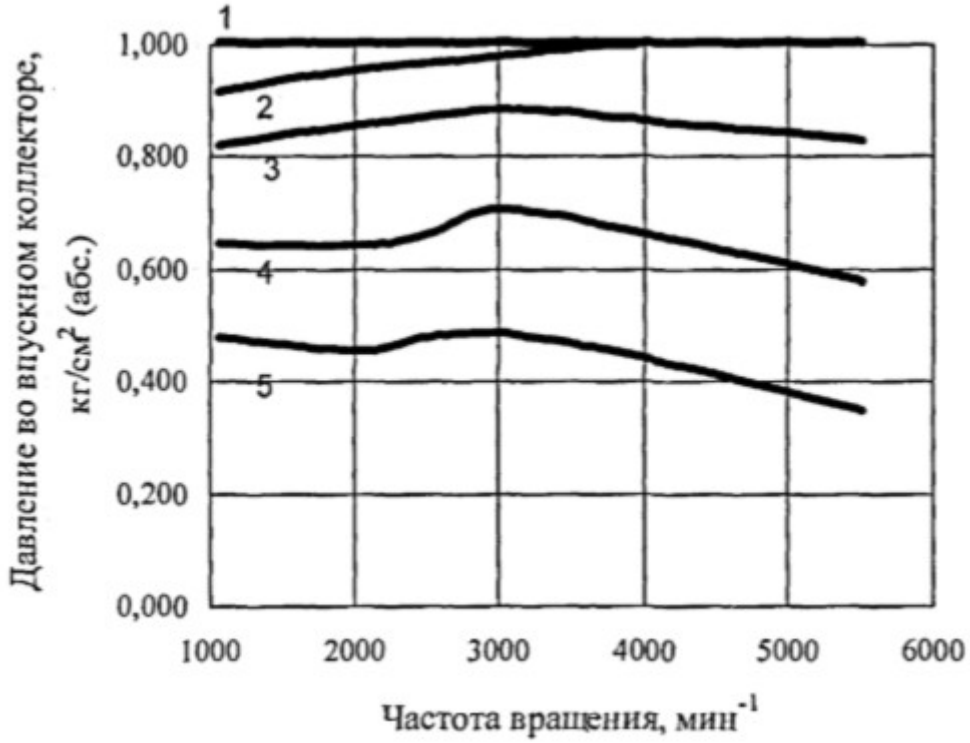


Рис.2.26 - Эмпирическая зависимость давления во впускном коллекторе двигателя от частоты вращения и степени открытия дроссельной заслонки: 1 - 100%; 2 - 80%; 3 - 60%; 4 - 40%; 5 - 20%

задержка во времени складывается из четырех составных частей:

$$t_з = t_г + t_{см} + t_ц + t_{ог} \qquad (2.48)$$

где $t_г$ – время прохождения газа от дозатора до смесителя, с;

$t_{см}$ – время прохождения газовоздушной смеси от смесителя до впускного клапана, с;

$t_ц$ – время прохождения газовоздушной смеси в цилиндре двигателя, с;

$t_{ог}$ – время прохождения ОГ от выпускного клапана до кислородного датчика, с.

Время прохождения газа от дозатора до смесителя определиться:

$$t_г = \frac{\pi l_г d_г^2 p_г}{4G} \qquad (2.49)$$

где $l_г$ – длина газопровода от дозатора до смесителя, м;

$d_г$ – диаметр газопровода от дозатора до смесителя, м;

$p_г$ – плотность газа, $кг/м^3$;

G – расход газа, кг/с.

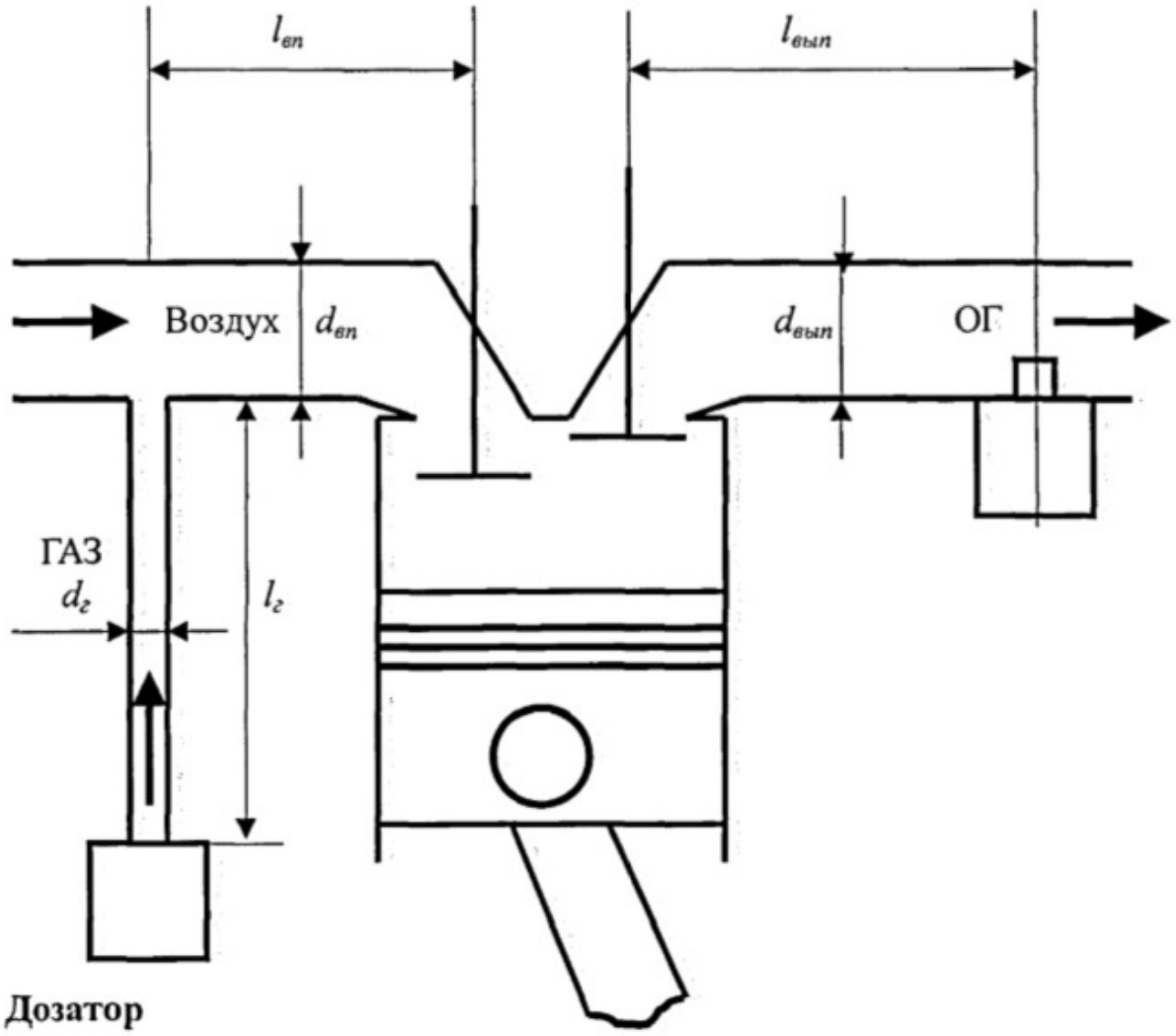


Рис.2.27 – Схема для определения задержки времени срабатывания кислородного датчика

Плотность газа определится по следующей формуле

$$p_г = \frac{10000 * K}{R_{см} T_г} \qquad (2.50)$$

где K – давление во впускном коллекторе двигателя, $кгс / см^2$, (абс.);

$R_{см}$ – газовая постоянная газа, $м^2 / (^\circ K c^2)$;

$T_г$ – температура газа, $^\circ K$.

Время прохождения газовоздушной смеси от смесителя до впускного клапана определиться следующим образом:

$$t_{см} = \frac{\pi l_{вп} d_{вп}^2 p_{см}}{4(C+G)} \quad (2.51)$$

где $l_{вп}$ – длина впускного коллектора от смесителя до впускного клапана, м;

$d_{вп}$ – диаметр впускного коллектора от смесителя до впускного клапана, м;

$p_{см}$ – плотность газовоздушной смеси, $кг/м^3$;

C – расход воздуха, кг/с;

G – расход газа, кг/с.

Плотность газовоздушной смеси определится по следующей формуле

$$p_{см} = \frac{10000\,K}{R_в T_в} \quad (2.52)$$

где K – давление во впускном коллекторе двигателя, $кгс/см^2$, (абс.);

$R_в$ – газовая постоянная воздуха, 28,7 $м^2/(°K\,с^2)$;

$T_в$ – температура газовоздушной смеси во впускном коллекторе, $°K$ (принимаем равной температуре окружающей среды, так как у двигателя ЗМЗ-4062.10 отсутствует подогрев поступающего в двигатель воздуха).

Температура и газовая постоянная газовоздушной смеси приняты равными аналогичным параметрам воздуха потому, что соотношение газа и воздуха по массе составляет примерно один к пятнадцати и влияние газа на физические свойства смеси мало.

Время нахождения газовоздушной смеси в цилиндре двигателя будет равна длительности трех тактов двигателя: впуска, сжатия, расширения:

$$t_ц = \frac{90}{n} \quad (2.53)$$

где n – частота вращения коленчатого вала двигателя, $мин^{-1}$.

Время прохождения ОГ от выпускного клапана до кислородного датчика определится следующим образом:

$$t_{ог} = \frac{\pi l_{вып} d_{вып}^2 p_{ог}}{4(C+G)} \quad (2.54)$$

где $l_{вып}$ – длина выпускного коллектора от выпускного клапана до кислородного датчика, м;

$d_{вып}$ – диаметр выпускного коллектора от выпускного клапана до кислородного датчика, м;

$p_{ог}$ – плотность ОГ, $кг/м^3$;

C – расход воздуха, кг/с;

G – расход газа, кг/с.

Плотность ОГ определится по следующей формуле

$$p_{ог} = \frac{10000 * P_{ог}}{R_{ог} T_{ог}} \quad (2.55)$$

где $P_{ог}$ – давление в выпускном коллекторе двигателя, $кгс/см^2$, абс.;

$R_{ог}$ – газовая постоянная ОГ, $м^2/(°K\,c^2)$;

$T_{ог}$ – температура ОГ в выпускном коллекторе, $°K$.

Температура ОГ в первом приближении зависит от степени открытия дроссельной заслонки

$$T_{ог} = \alpha_1 \beta + \alpha_2 \quad (2.56)$$

где α_1, α_2 – постоянные коэффициенты;

β – степень открытия дроссельной заслонки.

Давление ОГ в выпускном коллекторе в первом приближении зависит от степени открытия дроссельной заслонки

$$P_{ог} = b_1 \beta + b_2 \quad (2.57)$$

где b_1, b_2 – постоянные коэффициенты;

β – степень открытия дроссельной заслонки.

Блок управления. Расчетная схема блока управления должна учитывать следующие факторы: задержку срабатывания кислородного датчика ($t_з$), время срабатывания электропневматического клапана ($t_{ср}$).

Алгоритм функционирования блока управления следующий. При переобогащении ТВС в ОГ исчезает кислород, напряжение на кислородном датчике (U) растет и при

достижении некоторого порогового значения (U_n) блок управления подает напряжение на электропневматический клапан, который в свою очередь соединяет корректирующую полость редуктора с аккумулятором вакуума. При этом происходит снижение давления на выходе из редуктора за счет уменьшения преднатяга (Q) пружины редуктора и обеднение ТВС. При обеднении ТВС появляется кислород в ОГ, напряжение на кислородном датчике падает, блок управления обесточивает электромагнитный клапан, который, в свою очередь, соединяет корректирующую полость редуктора с атмосферой. При этом происходит рост давления на выходе из редуктора за счет увеличения преднатяга пружины редуктора и обогащение ТВС. Таким образом, происходит непрерывная коррекция состава ТВС по показаниям кислородного датчика.

Порядок расчета функционирования блока управления представлен на рис.2.28.

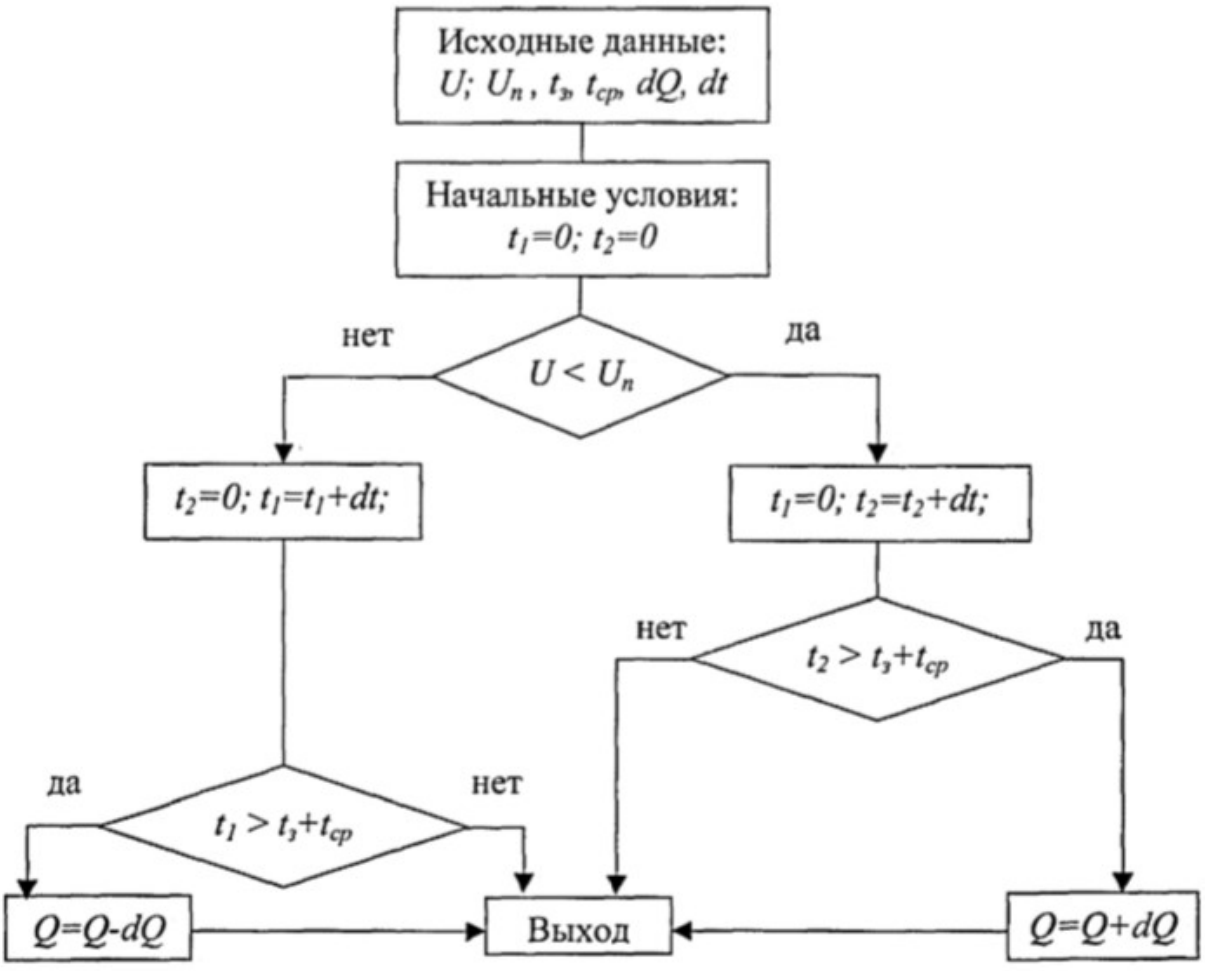


Рис.2.28 – Порядок расчета функционирования блока управления

Расчет коэффициента избытка воздуха определяется следующим образом

$$\alpha = \frac{C}{G W_{см}} \qquad (2.58)$$

где C – расход воздуха, кг/с;

G – расход ГНС, кг/с;

$W_{см}$ – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания газовой смеси, кг/кг.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания газовой смеси будет равно

$$W_{см} = W_{б}^{0} + (W_{пр}^{0} - W_{б}^{0}) Д_{п} \quad (2.59)$$

где $W_{б}^{0}$ – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания бутана, кг/кг;

$W_{пр}^{0}$ – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания пропана, кг/кг;

$Д_{п}$ – доля пропана в газовой смеси.

Выводы

1. Разработана научно обоснованная концепция совершенствования процессов эксплуатации газобаллонных автомобилей с двухтопливной системой питания, как комплекса взаимосвязанных требований к газобаллонной аппаратуре, обеспечивающего соответствие рабочего процесса двигателя газобаллонного автомобиля нормативам эксплуатационной документации. Концепция положена в основу проводимых теоретических и экспериментальных исследований, создания и модернизации газобаллонной аппаратуры и разработки комплекса практических рекомендаций.

2. Теоретически обоснована аддитивность смесей сжиженных газов по детонационной стойкости. Разработаны теоретические основы комбинирования топлив в эксплуатации и предложена методика определения оптимального соотношения компонентов при комбинировании топлив.

3. Разработаны математические модели функционирования двухтопливных систем питания с комбинированной подачей топлив и предложены их конструкции. Это позволило создать методики расчета основных параметров двухтопливной системы питания, при которых обеспечивается повышение эффективности эксплуатации газобаллонного автомобиля за счет снижения износа выпускных клапанов двигателя и поддержания работоспособности бензиновой части двухтопливной системы питания при длительной работе двигателя на газе.

4. Теоретические исследования показали что в интервале температур -30... -5 °С за счет длительного прогрева двигателя на бензине затраты на топливо газобаллонного автомобиля увеличиваются на 14 ... 41 % в зависимости от длины поездок. Установлены

значения необходимой для испарения сжиженного газа мощности на всех режимах работы двигателя.

Глава III. Методы и средства экспериментальных исследований двигателей и газобаллонных автомобилей при работе на сжиженном газе

3.1. Методы и средства экспериментального исследования комбинированных систем подачи топлив

В работе использованы современные средства и новые методы испытаний детонационной стойкости ГСН. В соответствии с поставленными в работе задачами необходимо выяснить, какие классы углеводородов по детонационной стойкости подчиняются условию аддитивности и применимо ли это положение для углеводородов, составляющих смеси ГСН.

Для реализации поставленных перед настоящим исследованием задач была принята следующая программа работ:

1) для стандартной установки ИТ9-2 разработать систему подачи ГСН в ДВС и метод замера расхода ГСН, что позволит испытывать детонационную стойкость как жидких, так и газообразных топлив;

2) разработать метод замера интенсивности детонации при определении детонационной стойкости высокооктановых топлив, так как применяемые методы и аппаратура рассчитаны на топлива, октановые числа которых не превышают 90 единиц по моторному методу;

3) подготовить установку с двигателем ЗИЛ-375 для проведения детонационных испытаний ГСН и выявления влияния условий эксплуатации на детонационную стойкость;

4) подобрать необходимые для испытаний смеси ГСН, вырабатываемых ОНПК;

5) разработать методику подсчета погрешностей измерений и определения необходимого количества опытов;

6) провести исследование выбранных смесей ГСН по исследовательскому и моторному методам, разработать методику и определить октановые числа индивидуальных углеводородов, составляющих эти смеси;

7) разработать метод оценки влияния химсостава смесей ГСН на детонационную стойкость, используя результаты проведенных теоретических и экспериментальных исследований;

8) основываясь на полученных результатах исследований, разработать рекомендации по использованию детонационной стойкости ГСН в перспективных газовых двигателях.

3.2. Экспериментальное определение порога начала подачи высокооктанового компонента при комбинировании топлив

При исследовании возможности применения низкооктанового топлива в высокофорсированном ДВС, оснащенном двухтопливной системой питания в режиме комбинирования топлив, основной задачей является получение значений параметров, определяющих режимы работы ДВС, на которых возникает детонация, для определения начала подачи высокооктанового компонента. Эти значения получены для различных режимов при работе на топливах с разными октановыми числами. При этом достаточно получить экспериментальным путем только часть значений для характерных режимов с целью подтверждения общих закономерностей, а промежуточные значения можно определять аналитическим путем, при условии обеспечения допустимой погрешности.

Для подтверждения закономерностей, необходимых для разработки методики определения соотношений компонентов при комбинировании топлив, был проведен эксперимент. Эксперимент проводился согласно методике (рис. 3.1) для нескольких характерных режимов при использовании товарного бензина Аи 80 и товарного бензина Аи 92. Для эксперимента была использована моторная установка, состоящая из ДВС ВАЗ-2101, оснащенного электрическим нагружателем и необходимой контрольно-измерительной аппаратурой.

Все регулировки ДВС при проведении эксперимента выполнены согласно рекомендациям завода-изготовителя для штатного топлива. В предлагаемой методике введены следующие обозначения:

ОЧ' - октановое число наиболее низкооктанового компонента, предполагаемого к применению;

ОЧ"- октановое число наиболее высокооктанового компонента, предполагаемого к применению;

Р - степень открытия дроссельной заслонки, %;

Р - разрежение во впускном трубопроводе (задроссельном пространстве);

n - частота вращения коленчатого вала двигателя;

$n^{т}$ - критическая частота вращения, при которой появляется детонация.

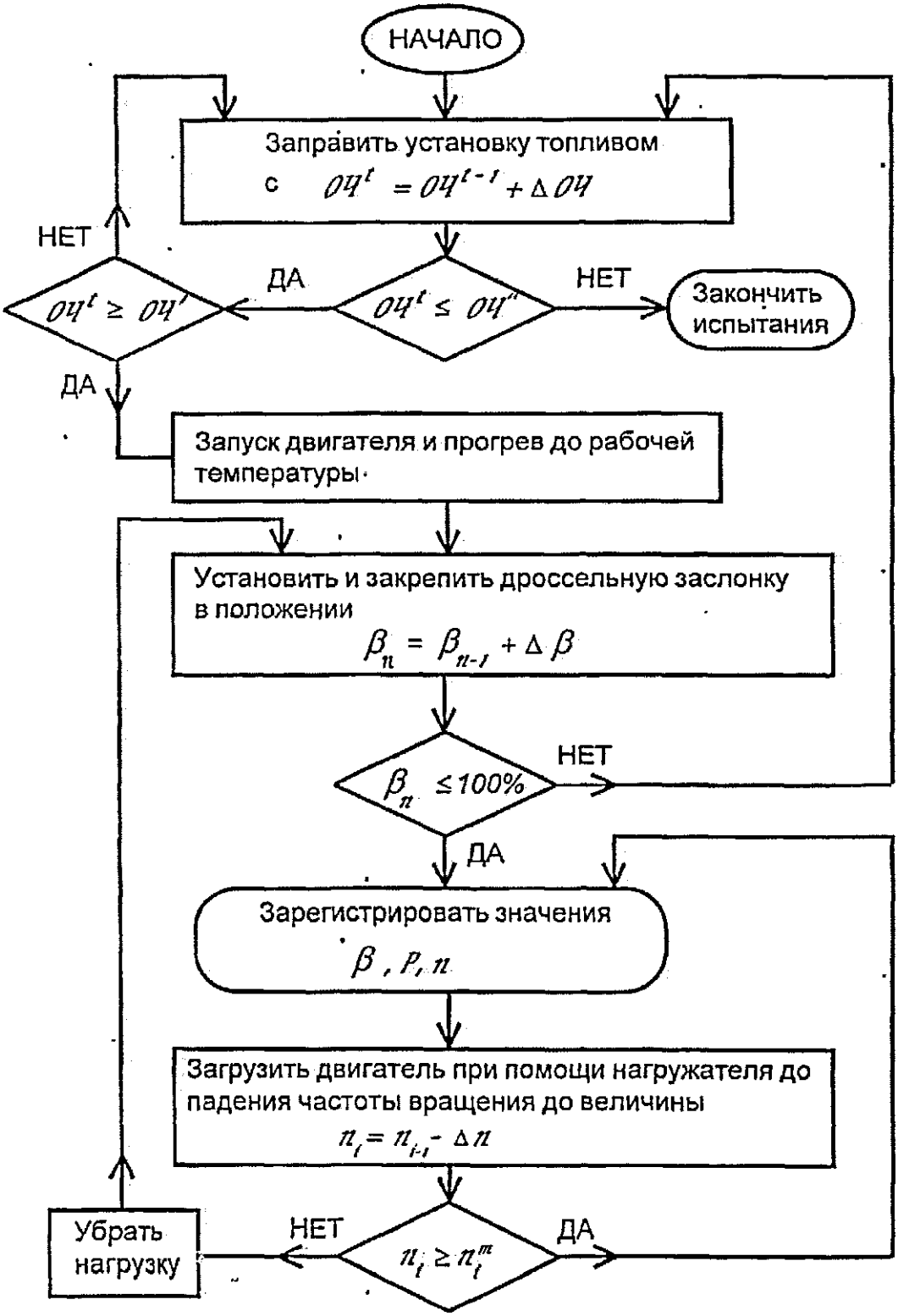


Рис. 3.1 – Блок-схема и методика проведения экспериментальных исследований

Сущность методики заключается в следующем. Экспериментальная моторная установка заправляется топливом с известным октановым числом, ДВС установки прогревается до рабочей температуры. Дроссельная заслонка устанавливается и закрепляется в определенном положении (25%, 50%, 75%, 100%). При постоянном положении дроссельной заслонки производится нагружение ДВС электрическим нагружателем до падения частоты вращения коленчатого вала до критических значений,

при которых начинается слышимая детонация. Зарегистрировав критические значения частоты вращения и разрежения во впускном трубопроводе, повторяем замеры необходимое количество, для получения запланированной достоверности при работе на топливах с различными октановыми числами при нескольких фиксированных положениях дроссельной заслонки.

3.3. Сравнительные эксплуатационные испытания газобаллонных автомобилей с универсальной и комбинированной системами питания

Для оценки надежности карбюратора и снижения износа выпускных клапанов при работе ДВС на ГНС, а так же для определения расхода топлив необходимо провести сравнительные эксплуатационные испытания ГБА с универсальной и комбинированной системами питания. Это позволит проверить достоверность расчетных данных, доработать конструкцию карбюратора двигателя с комбинированной системой питания.

В связи с этим ставились следующие задачи экспериментальных исследований:

1) доработать конструкцию штатного карбюратора с целью обеспечения работы двигателя в режиме комбинирования топлив;

2) провести сравнительные эксплуатационные испытания ГБА, оборудованных универсальной и комбинированной системами питания для оценки повышения надежности карбюратора и уменьшения износа выпускных клапанов;

3) определить средний путевой расход топлив для оценки сходимости математической модели с результатами испытаний.

В качестве объекта исследования были выбраны легковые автомобили ВАЗ с бензиновыми карбюраторными двигателями (таблица 3.1).

Таблица 3.1 Объект испытаний

Модель автомобиля	Модель двигателя	Модель карбюратора	Привод выпускных клапанов
ВАЗ-2108	ВАЗ-2108	ДААЗ-2108-1107010	От кулачкового вала через цилиндрические толкатели с механизмом принудительного вращения
ВАЗ-21083	ВАЗ-21083	ДААЗ-21083-1107010	
ВАЗ-2109	ВАЗ-2108	ДААЗ-2108-1107010	
ВАЭ-21093	ВАЗ-21083	ДААЗ-21083-1107010	
ВАЗ-21099	ВАЗ-21083	ДААЗ-21083-1107010	
ВАЭ-21213	ВАЭ-21213	ДААЗ-21073-1107010	От кулачкового вала через рычаги

В период с сентября 1997 года по ноябрь 2000 года на производственном участке по установке ГБО кафедры «Эксплуатация и ремонт автомобилей» СибАДИ производился монтаж ГБО на автомобили указанных моделей по традиционной универсальной схеме и с использованием предлагаемой комбинированной системы питания.

Для оборудования автомобилей комбинированной системой питания в конструкцию карбюратора вносились следующие изменения:

1) в первичную камеру карбюратора был установлен газовый смеситель, изготовленный из медной трубки с внутренним диаметром 8 мм (рис. 3.2);

2) топливный жиклер главной дозирующей системы первичной камеры карбюратора был заглушён (рис. 3.3);

3) жиклер пневматического экономайзера был удален (рис. 3.4);

4) взамен штатной крышки жиклера экономайзера был установлен переходник актуатора с жиклером (97,5) и электроклапаном от карбюратора ДААЗ-21083-1107010-61, устанавливаемого на автомобили ВАЗ, оборудованные катализатором. На части автомобилей устанавливался переходник актуатора индивидуального изготовления (рис. 3.5). Этот узел при включенном электроклапане выполняет функции топливного жиклера главной дозирующей системы первичной камеры;

5) удален электромагнитный клапан, перекрывающий подачу бензина в поплавковую камеру карбюратора;

6) провод подачи напряжения от переключателя вида топлива в положении «бензин» соединен с клапаном экономайзера принудительного холостого хода (ЭПХХ) через блок управления ЭПХХ и с электромагнитным клапаном главного топливного жиклера первичной камеры.

Схема комбинированной системы питания показана (рис. 3.6).

В испытаниях участвовало (таблица 3.2) 26 автомобилей с комбинированной системой питания, пробег которых к началу испытаний составлял в среднем 25106 км и 21 автомобиль с универсальной газобаллонной системой питания со средним исходным пробегом 28717 км.

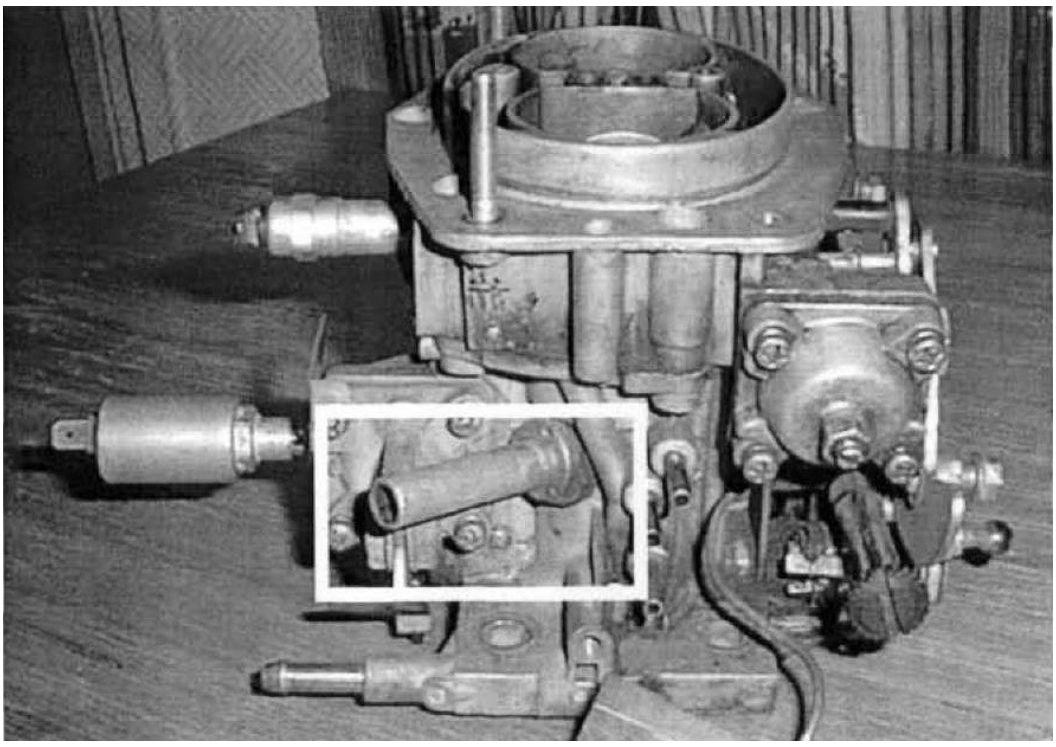


Рис. 3.2 – Газовый смеситель

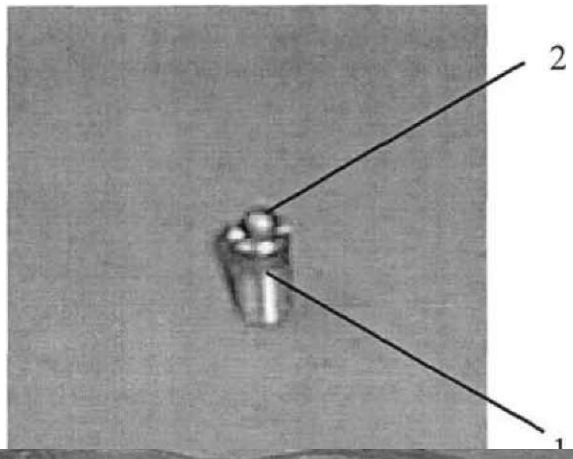


Рис. 3.3 – Т ной камеры,

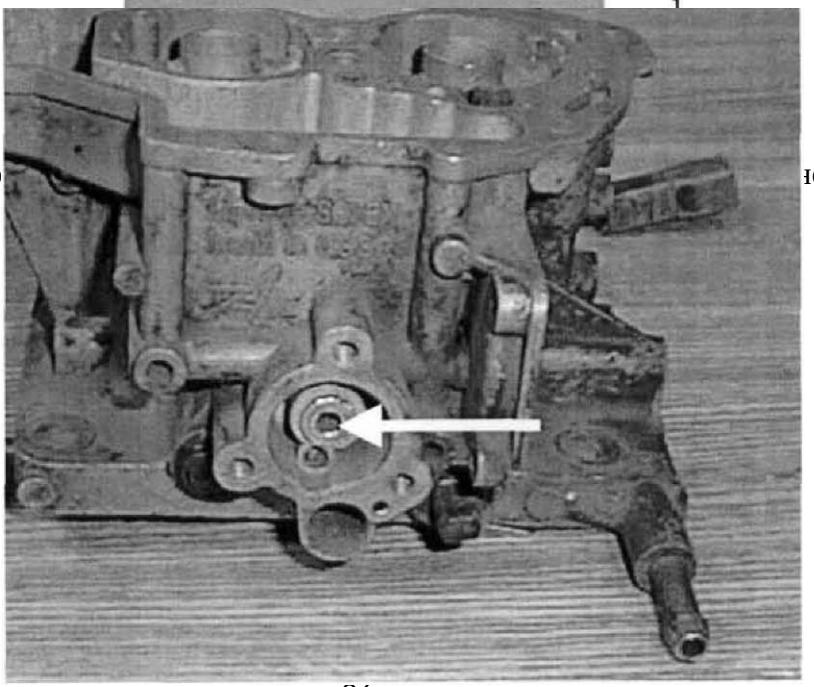


Рис. 3.4 – Место установки жиклера пневматического экономайзера

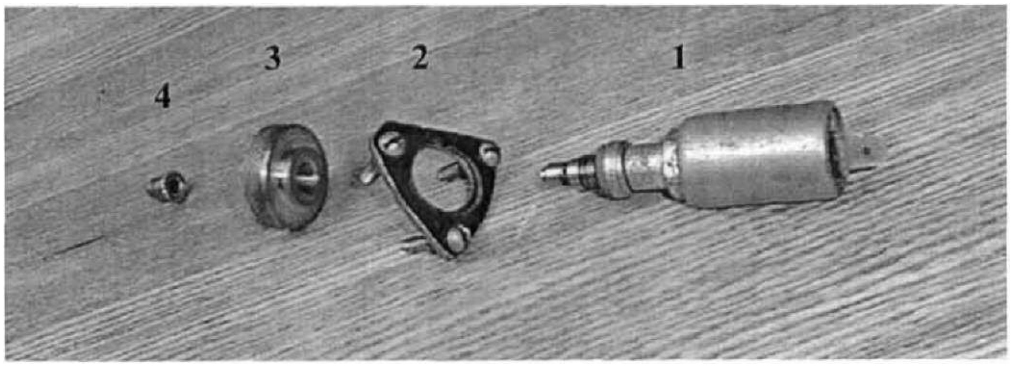


Рис. 3.5 – Переходник актуатора индивидуального изготовления: 1 - электроклапан; 2 - крепежный фланец; 3 - переходник; 4 - жиклер

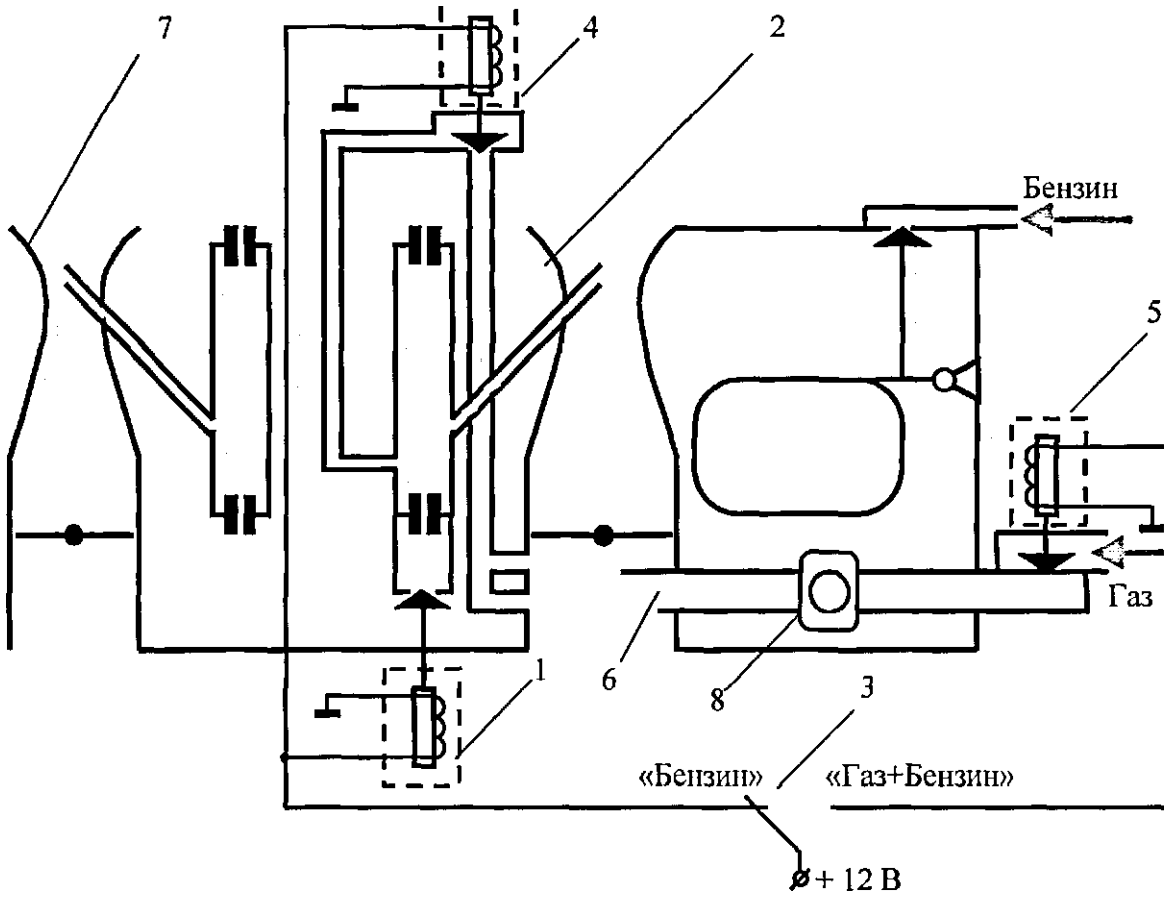


Рис. 3.6 - Схема комбинированной система питания: 1 - электроклапан главной дозирующей системы первичной камеры карбюратора; 2 - диффузор первичной камеры карбюратора; 3 - тумблер переключения питания с комбинированного на бензиновое; 4 - электроклапан экономайзера принудительного холостого хода; 5 -газовый клапан; 6 - газовый смеситель; 7 - диффузор вторичной камеры карбюратора; 8 - пневматический газовый экономайзер

Таблица 3.2 – Распределение автомобилей по моделям

№	Модель автомобиля	Количество автомобилей с системой питания	
		универсальной	двухтопливной
1	ВАЗ-2108	3	1
2	ВАЗ-21083	4	5
3	ВАЗ-2109	1	2
4	ВАЗ-21093	6	4
5	ВАЗ-21099	2	8
6	ВАЗ-21213	5	6
	Всего	21	26

При установке комбинированной системы питания на автомобили с владельцами заключался договор на гарантийное обслуживание в течение 30000 км пробега при условии соблюдения владельцем автомобиля следующих требований:

1) прибытие автомобиля на обязательное техническое обслуживание каждые 10000 км пробега после установки комбинированной системы питания;

2) в случае возникновения каких-либо отказов или неисправностей системы питания обращаться к установщику, самостоятельно их не устранять и не обращаться для ремонта в другие организации;

3) сохранять все кассовые чеки на заправляемое топливо: газ и бензин;

4) заезд на обязательное техническое обслуживание производится при отсутствии газа в баллоне и пробеге автомобиля от 9500 до 10500 км.

В эксплуатационных испытаниях ставилась задача по оценке надежности карбюратора ГБА с комбинированной системой питания по сравнению с универсальной системой питания, определению интенсивности износа выпускных клапанов и путевого расхода ГСН и бензина. В таблице 3.3 представлены контролируемые в ходе испытаний параметры для оценки надежности бензиновой системы питания и газораспределительного механизма, определения расхода топлив.

Таблица 3.3 – Исследуемые факторы и определяющие их параметры

Факторы	Параметры	Средство измерения
Надежность бензиновой системы питания	Неисправности, отказы и нарушения в работе системы питания	Отказы и неисправности фиксировались в журнале
Надежность ГРМ	Изменение теплового зазора в приводе выпускных клапанов	Набор щупов с дискретностью 0,05 мм
Путевой расход топлив	Пробег	Штатный одометр автомобиля
	Суммарный расход топлив	Кассовые чеки, указатель уровня бензина в баке

При плановом техническом обслуживании устранялись отказы и нарушения в работе системы питания, производилась регулировка тепловых зазоров клапанов.

На второе техническое обслуживание системы питания спустя 20000 км пробега прибыли 23 автомобиля с комбинированной системой питания, 3 из которых имели изменение пробега значительно выше 10000 км и были исключены из исследования.

Данные по одному автомобилю были исключены по другой причине - подсчитанный по кассовым чекам и пробегу, расход топлив значительно (на 18 %) отличался от среднего результата, вероятно из-за утери части кассовых чеков на топливо. Таким образом, результаты второго технического обслуживания обрабатывались для 19 автомобилей. Из 21 автомобиля с универсальной системой питания по тем же причинам были обследованы лишь 14.

В таблице 3.4, 3.5 приведен объем испытаний по замеру теплового зазора выпускных клапанов и расхода топлива.

Таблица 3.4 - Объем испытаний по замеру теплового зазора клапанов автомобилей

Система питания	Привод выпускных клапанов	Число замеров теплового зазора		
		После 10000 км	После 20000 км	Всего
Универсальная	С принудительным вращением	20/80	14/56	34/136
	Без принудительного вращения	6/24	5/20	11/44
Комбинированная	С принудительным вращением	16/64	11/44	27/108
	Без принудительного вращения	5/20	3/12	8/32

Расчет путевого расхода топлива производился по уравнению:

$$G_L = \frac{L_K - L_H}{V_T} * 100 \qquad (3.1)$$

где G_L – путевой расход топлива, л/100 км;

L_H – показания одометра перед началом испытаний, км;

L_K – показания одометра в конце испытаний, км;

V_T – объем израсходованного топлива, л

Таблица 3.5 – Объем испытаний по определению путевого расхода топлива

Система питания	Тип автомобиля	Число расчетов путевого расхода топлива		
		После 10000 км	После 20000 км	Всего
Универсальная	Переднеприводные	20	14	34
	Полноприводные	6	5	11

Комбинированная	Переднеприводные	16	11	27
	Полноприводные	5	3	8

3.4. Методы и средства экспериментального исследования газобаллонного автомобиля с системой дополнительного подогрева газа в условиях низких температур

Анализ рабочего процесса ГБА при эксплуатации в условиях низких температур (глава 2) показал, что для снижения эксплуатационных затрат на топливо необходимо обеспечить дополнительный подогрев элементов ГБО. Это позволяет осуществлять прогрев ДВС на холостом ходу и движение автомобиля при питании двигателя ГСН. Проведенные расчеты (глава 2) свидетельствуют о том, что на режиме холостого хода и при движении по городскому циклу для ДВС ЗМЗ-4062.10 мощность, необходимая для испарения ГСН составляет 260 Вт при температуре окружающего воздуха -30С°.

Таким образом, задачей экспериментального исследования является оценка снижения эксплуатационных затрат на топливо автомобиля, у которого ГБО дооборудовано системой дополнительного подогрева, обеспечивающей испарение ГСН при низкой температуре теплоносителя системы охлаждения. Кроме того, для получения исходных данных к расчетной модели необходимо определить экспериментально:

- темп прогрева ДВС на холостом ходу и в движении при различных температурах окружающего воздуха;
- зависимость расхода топлива двигателем на холостом ходу от температуры теплоносителя системы охлаждения;
- зависимость коэффициента коррекции состава ТВС от температуры теплоносителя системы охлаждения.

Для реализации испытаний необходимо:

1) разработать и изготовить систему дополнительного подогрева газа ГБА;
2) разработать методики испытаний;
3) провести испытания по определению темпа прогрева ДВС на холостом ходу и в движении;
4) провести испытания по определению зависимости расхода топлива ДВС на холостом ходу от температуры теплоносителя системы охлаждения;
5) экспериментально установить зависимость коэффициента коррекции состава ТВС от температуры теплоносителя системы охлаждения;

6) провести сравнительные эксплуатационные испытания ГБА с использованием и без использования системы дополнительного подогрева газа;

7) провести статистическую обработку результатов испытаний.

В качестве объекта экспериментального исследования были выбраны:

1) автомобиль УАЗ-31512 с ДВС 4178, оснащенным ГБО СибАДИ, обеспечивающим эжекционную подачу ГСН. ГБО дооборудовано устройством подогрева редуктора, разработанным в СибАДИ с участием автора;

2) автомобиль ГАЗ-3110 с ДВС ЗМЗ-4062.10. На указанном автомобиле была смонтирована ГБО ГИГ-1 с впрыском газа и разработанной системой электроподогрева.

3.4.1. Испытания газобаллонного автомобиля с системой подогрева испарителя охлаждающей жидкостью

На рис. 3.7 представлена принципиальная схема системы подогрева испарителя для ДВС модели 4178.

Система содержит тепловой аккумулятор 1 теплоносителя системы охлаждения, подключенный к испарителю 2 газовой системы питания ДВС 3 в точках, в которых испаритель подключен к системе охлаждения, снабженной штатным приводом 4 циркуляции, дополнительный привод 5 циркуляции теплоносителя с блоком управления 6, трубопроводы 7 подключения теплового аккумулятора 1 к испарителю и трубопроводы 8 подключения испарителя 2 к системе охлаждения двигателя 3.

При работающем ДВС 3 теплоноситель циркулирует в системе охлаждения от штатного привода циркуляции 4, проходя посредством трубопроводов 8 через испаритель газа 3 и посредством трубопроводов 7 через тепловой аккумулятор 1, производя зарядку последнего нагретым теплоносителем системы охлаждения.

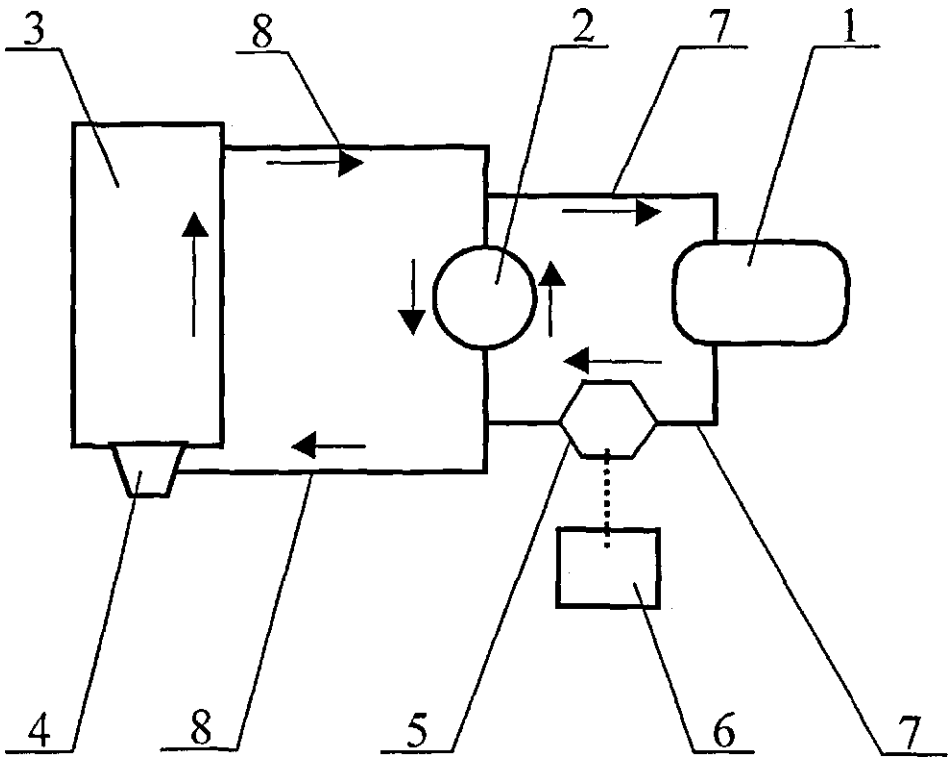


Рис. 3.7 – Принципиальная схема системы подогрева испарителя для газового ДВС: 1 - тепловой аккумулятор; 2 - испаритель ГБО; 3 - ДВС; 4 - штатный привод циркуляции; 5 - дополнительный привод циркуляции; 6 - блок управления; 7 - трубопроводы подключения теплового аккумулятора к испарителю; 8 - трубопроводы подключения испарителя к системе охлаждения ДВС

Перед пуском холодного ДВС включается дополнительный привод 5 и происходит циркуляция горячего теплоносителя посредством трубопроводов 7 через испаритель 3. Гидравлическое сопротивление этого контура циркуляции (1-7-2-5) меньше, чем гидравлическое сопротивление контура циркуляции 1-7-8-3-4-5, поэтому циркуляция горячего теплоносителя из теплового аккумулятора осуществляется через испаритель 2. Кроме того, направление движения жидкости через испаритель из теплового аккумулятора и двигателя осуществляется противотоком. При этом происходит подогрев испарителя 2 без подогрева ДВС 3, что позволяет значительно уменьшить емкость и размеры теплового аккумулятора. После запуска ДВС 3 дополнительный привод циркуляции продолжает работать до тех пор, пока температура теплоносителя на выходе из ДВС 3 не сравняется с температурой теплоносителя на входе в испаритель 2. В этот момент дополнительный привод циркуляции 5 отключается и происходит дальнейший прогрев ДВС 3 и зарядка теплового аккумулятора 1.

На рис. 3.8 показан общий вид двигателя ЗМЗ-4178 с ГБО, оснащенным системой подогрева испарителя с тепловым аккумулятором. В качестве теплового аккумулятора

использовался термостатический сосуд из нержавеющей стали емкостью 1 л. В качестве дополнительного привода циркуляции – электронасос омывателя ВАЗ-2105.

С целью оценки эффективности системы подогрева испарителя на холостом ходу и в движении при различных температурах окружающего воздуха были проведены испытания. Во время испытаний фиксировалась температура окружающего воздуха, температура теплоносителя системы охлаждения на выходе из двигателя и на выходе теплового аккумулятора.

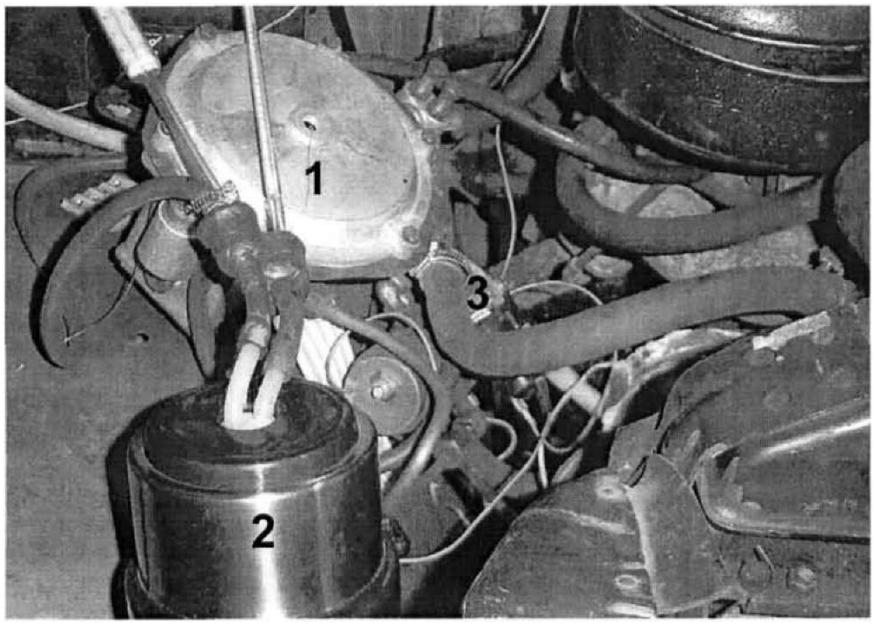


Рис. 3.8 – Общий вид двигателя ЗМЗ-4178 с системой подогрева испарителя тепловым аккумулятором: 1 - редуктор-испаритель; 2 - тепловой аккумулятор; 3 - дополнительный привод циркуляции.

Испытания проводились следующим образом. Перед пуском холодного ДВС фиксировалась температура наружного воздуха и температура теплоносителя системы охлаждения. Запуск производился при условии, что температура ДВС равна температуре окружающего воздуха.

Перед пуском ДВС включался электронасос циркуляции горячего теплоносителя находящегося в тепловом аккумуляторе через испаритель. Спустя 120 с ДВС запускался на ГСН. Когда температура теплоносителя на выходе из ДВС сравнивалась с температурой теплоносителя на выходе из теплового аккумулятора, электронасос циркуляции выключался, и происходил дальнейший прогрев ДВС и зарядка теплового аккумулятора.

Во время испытаний было проведено 10 пусков ДВС при температуре наружного воздуха от -18 до -15°С. В момент включения циркуляции теплоносителя из теплового

аккумулятора в испаритель температура теплоносителя в тепловом аккумуляторе составляла от 61 до 72°С (таблица 3.6).

Таблица 3.6 – Температура теплоносителя при пуске двигателя

№	Температура теплоносителя, °С	
	Двигатель (Наружный воздух)	Тепловой аккумулятор
1	-15	70
2	-16	64
3	-16	69
4	-17	63
5	-17	61
6	-17	67
7	-17	71
8	-18	72
9	-18	61
10	-18	62

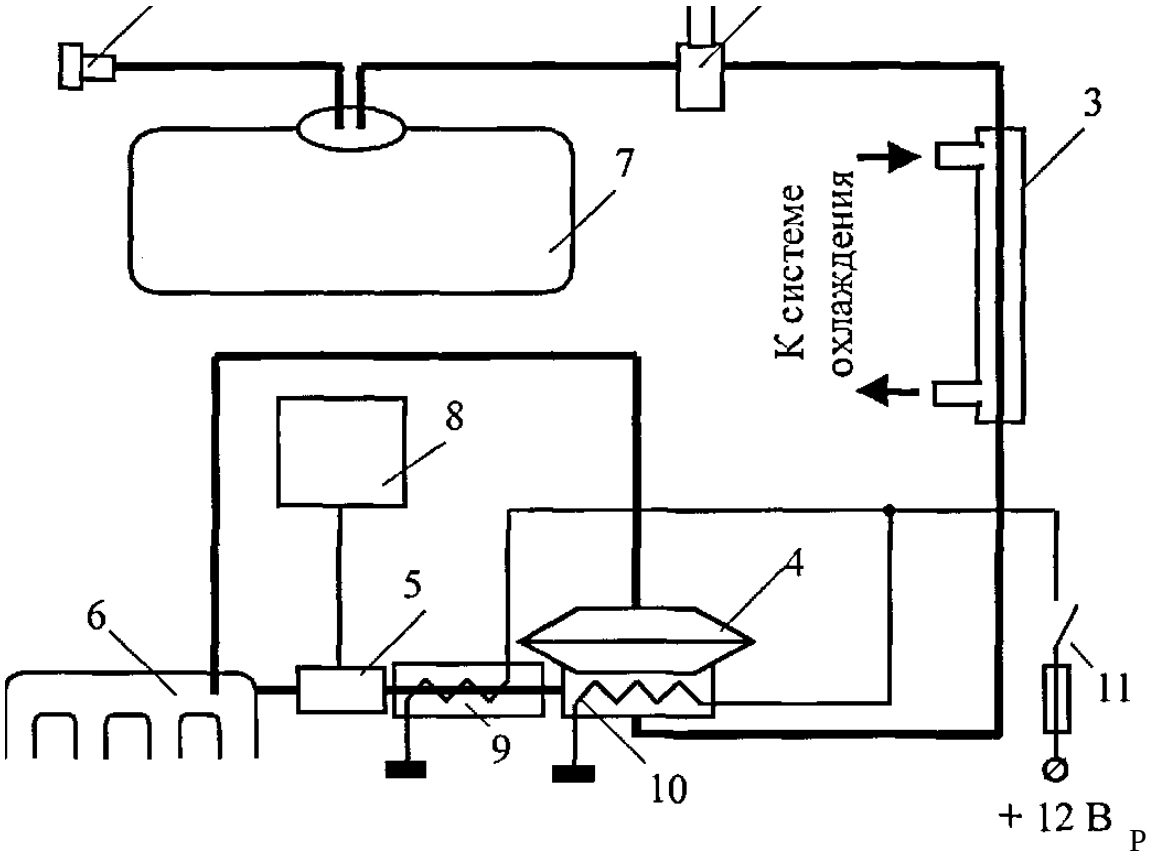
3.4.2. Испытания газобаллонного автомобиля с системой электроподогрева газа

Автомобиль ГАЗ-3110 с ДВС ЗМЗ-4062.10 и ГБО ГИГ-1, разработанной НИИ автоматической аппаратуры им. академика В.С.Семенихина государственного комитета оборонной промышленности РФ (Патент РФ № 2097592).

Указанное ГБО обеспечивает впрыск ГСН в ДВС. В его состав входят: электромагнитная форсунка (вЮ-01.00.00); дифференциальный редуктор (GIG-02.00.00); электронный блок управления (вГС-О3.00.00).

Схема ГБО, состоящего из элементов аппаратуры ГИГ-1 и дооборудованного электроподогревателями показана на рис. 3.9.

На рис. 3.10 показан общий вид двигателя ЗМЗ-4062.10 испытуемого автомобиля ГАЗ- 3110 с системой принудительной подачи газа, дооборудованной электрическими подогревателями.



ис. 3.9 – Схема системы питания с впрыском ГСН

1 – заправочный клапан; 2 – магистральный клапан-фильтр; 3 – испаритель газа; 4 – дифференциальный редуктор; 5 – электромагнитная форсунка; 6 – впускной коллектор; 7 – газовый баллон; 8 – электронный блок управления; 9 – электроподогреватель трубопровода форсунки; 10 – электроподогреватель редуктора; 11 – выключатель электроподогревателей

Система дополнительного подогрева ГСН включает в себя электроподогреватели редуктора и трубопровода форсунки мощностью по 150 Вт каждый. Электроподогреватели подключены к бортовой сети автомобиля через выключатель и предохранитель. В указанной конструкции были применены нагревательные элементы, применяемые для подогрева сидений автомобилей, которые имеют электроизоляцию достаточной теплопроводности и могут быть закреплены на цилиндрических поверхностях.

Нагревательный элемент редуктора мощностью 150 Вт был установлен на цилиндрическую часть редуктора. Для исключения потерь теплоты в окружающий воздух, корпусные детали редуктора были закрыты пенополиуретаном толщиной 10 мм (рис. 3.11).

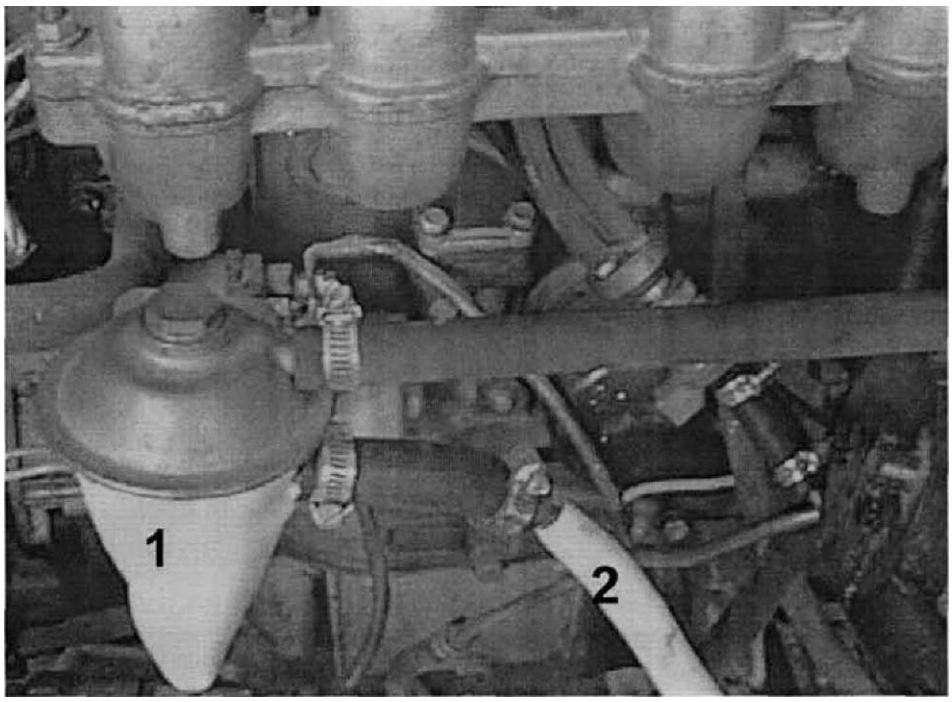


Рис. 3.10 – ДВС ЗМЗ-4062.10 автомобиля ГАЗ-3110 с ГБО ГИГ-1, дооборудованный системой дополнительного подогрева газа: 1 - электроподогреватель редуктора с термоизоляцией; 2 - электроподогреватель трубопровода форсунки с термоизоляцией

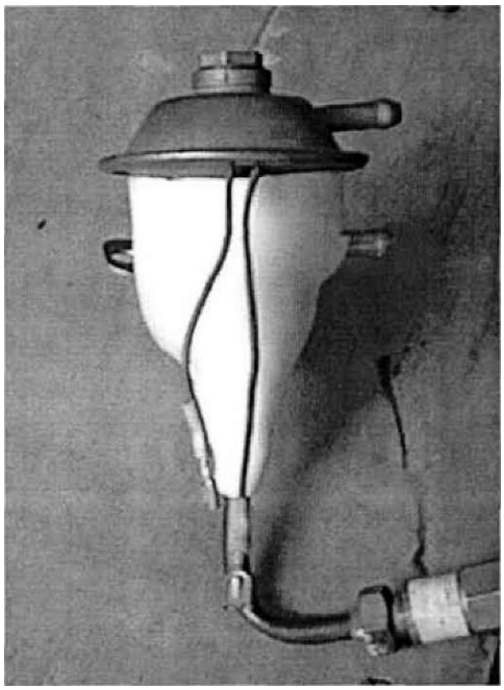


Рис. 3.11 – Газовый редуктор с электроподогревателем и термоизоляцией

Для подогрева газа перед форсункой трубопровод, соединяющий редуктор с форсункой был выполнен из медной трубки с внутренним диаметром 8 мм и длиной 450 мм. На наружной поверхности трубки закреплена спираль нагревательного элемента мощностью 150 Вт. Для исключения потерь теплоты в окружающий воздух, трубопровод

с нагревательным элементом были закрыты пенополиуретаном толщиной 10 мм (рис. 3.12).

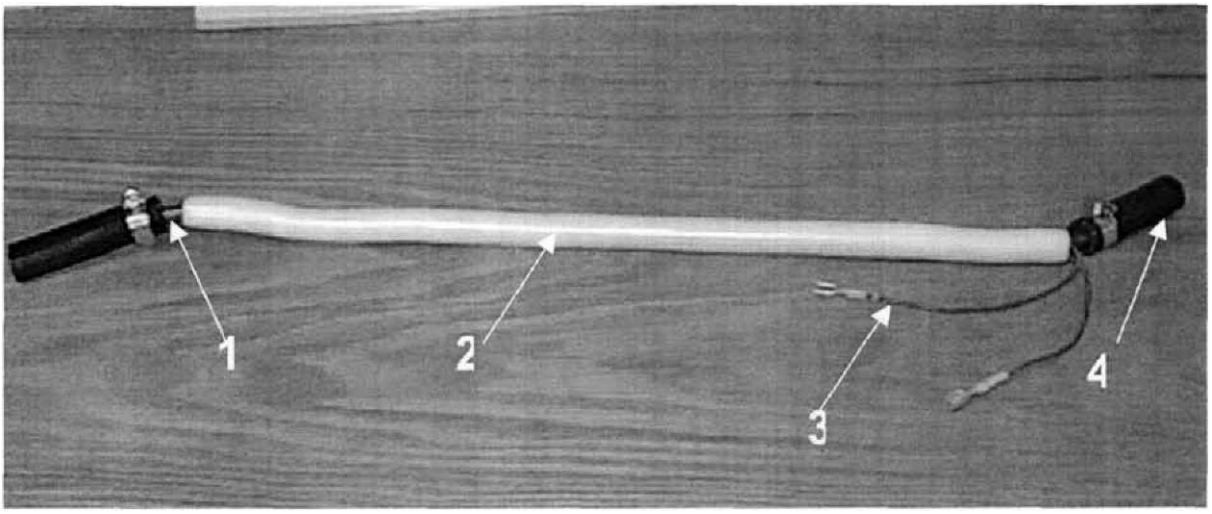


Рис. 3.12 – Трубопровод форсунки с электроподогревателем и термоизоляцией; 1 - медная трубка; 2 - термоизоляция; 3 - выводы электрического нагревательного элемента; 4 - соединительный патрубок

С целью получения исходных данных к расчетной модели необходимо провести испытания по определению темпа прогрева ДВС на холостом ходу и в движении при различных температурах окружающего воздуха. А для оценки снижения эксплуатационных затрат на топливо ГБА необходимо провести эксплуатационные испытания в одинаковых условиях с применением и без применения системы дополнительного подогрева газа.

Параметры, значения которых фиксировались во время эксплуатационных испытаний, представлены в таблице 3.7.

Испытания по определению темпа прогрева ДВС проводились при температурах окружающего воздуха -5 и -30°С. Для каждого значения температуры окружающего воздуха проводилось по 5 замеров времени прогрева ДВС. Интервал между пусками двигателя составлял не менее 3 часов, что позволяло охладиться ДВС до температуры окружающего воздуха.

Таблица 3.7 – Измеряемые параметры и аппаратура

№	Параметр	Использованная аппаратура	Пределы измерения	Погрешность
1	Температура окружающего воздуха	Стеклянный лабораторный термометр	-50 +50°С	0,5 °С
2	Пробег автомобиля	Счетчик суточного пробега штатного одометра	0 + 1000 км	0,05 км
3	Расход бензина	Весы технические напольные ТВН-20	0-20 кг	2,5 г
4	Расход газа			
5	Время прогрева двигателя	Секундомер	0 - 3600 с	0,5 с
6	Температура теплоносителя системы охлаждения двигателя	Штатный указатель, тарированный по стеклянному лабораторному термометру Стекляный лабораторный термометр	50 -г 130 °С -50 -т- +100 °С	0,5 °С 0,5 °С
7	Коэффициент избытка воздуха	Тестер ДСТ-2	0,6 + 1,2	1 %

Проводилось два вида испытаний:

- прогрев на холостом ходу;
- прогрев в движении.

Для исключения влияния наличия и скорости ветра на темп прогрева на холостом ходу, автомобиль устанавливался между экранами (с трех сторон стены производственных зданий, с одной стороны специальный щит). Отсутствие влияния ветра на темп прогрева ДВС обеспечивалось достаточно близким расположением экранов - не далее 3 м от автомобиля.

Для упрощения расчетов (глава 2) были приняты постоянные значения темпа прогрева. Поэтому, в каждых испытаниях были получены значения для одной длительности прогрева.

Испытания по определению темпа прогрева ДВС на холостом ходу проводились следующим образом. Фиксировалась температура окружающего воздуха и температура теплоносителя системы охлаждения. ДВС запускался. Через 500 с при температуре окружающего воздуха -5°С и через 1000 с при температуре окружающего воздуха -30 °С измерялась его температура. Время измерялось секундомером, а температура ДВС стеклянным лабораторным термометром, установленным на патрубке крана радиатора отопителя (рис.3.13).

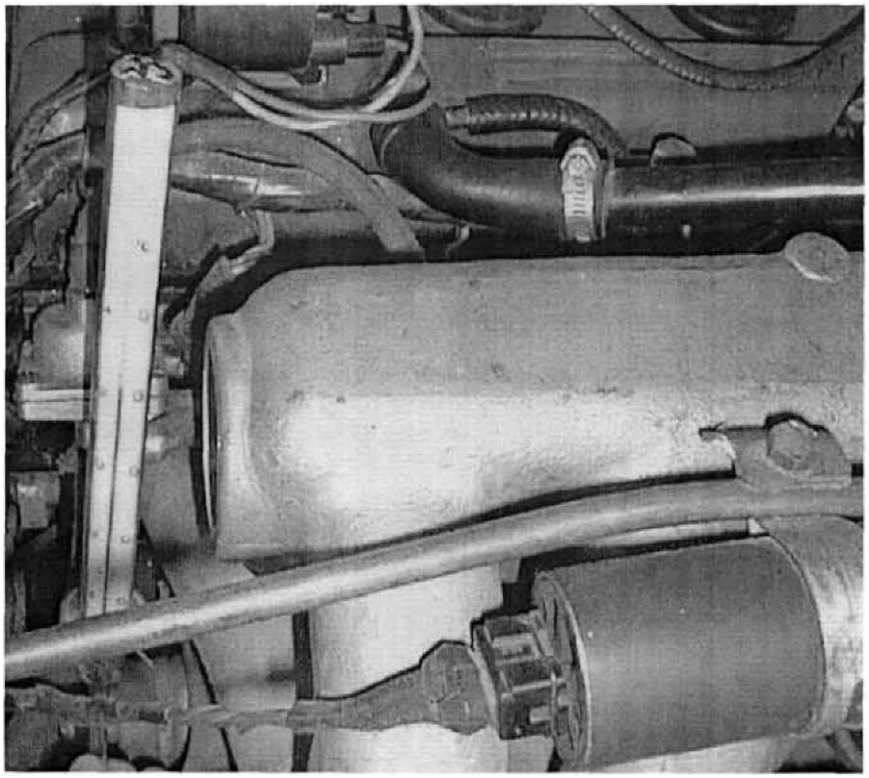


Рис. 3.13 – Установка термометра на патрубке крана радиатора отопителя

Экспериментальное определение темпа прогрева ДВС в движении проводились, когда сразу после его запуска начиналось движение автомобиля. Через 250 с при температуре окружающего воздуха -5°С и через 500 с при температуре окружающего воздуха -30°С измерялась температура теплоносителя системы охлаждения. Для этого автомобиль останавливали и как можно быстрее снимали показания термометра.

Испытания по определению зависимости мгновенного расхода бензина на минимальных оборотах холостого хода и коэффициента коррекции состава ТВС от температуры теплоносителя системы охлаждения проводились в следующем порядке. Пуск холодного ДВС производился при температуре теплоносителя системы охлаждения ниже -30°С. По мере прогрева, начиная с температуры -30°С с шагом 10°С до температуры 80°С производился замер часового расхода бензина и коэффициента избытка воздуха с помощью ДСТ- 2. Необходимо отметить, что тестер ДСТ-2 определяет расход

топлива косвенно - по времени открытия форсунок с учетом того, что давление на входе форсунок является постоянным. Коэффициент избытка воздуха рассчитывается на основе данных датчика массового расхода воздуха и времени открытия форсунок.

Контроль температуры теплоносителя проводился с помощью стеклянного лабораторного термометра, установленного на патрубке крана радиатора отопителя. Было проведено три прогрева ДВС с измерением мгновенного расхода бензина и коэффициента избытка воздуха при указанных температурах. Перед каждым запуском ДВС выдерживался до тех пор, пока температура охлаждающей жидкости сравнивалась с температурой окружающего воздуха.

Перед проведением сравнительных эксплуатационных испытаний для более точного определения заданных значений температуры по штатному указателю комбинации приборов указатель был тарирован.

Во время прогрева двигателя на холостом ходу температура теплоносителя системы охлаждения замерялась стеклянным лабораторным термометром. Когда термометр показывал значения 60 и 80°С соответствующие им положения стрелки штатного указателя комбинации приборов были отмечены на шкале указателя.

Для испытаний были разработаны две инструкции для водителя, которые обеспечивали заданный режим эксплуатации автомобиля – прогрев на стоянке на холостом ходу и тестовая поездка в городских условиях. Предложенный режим испытаний был реализован при различных температурах окружающего воздуха с применением и без применения системы дополнительного подогрева газа. Испытания проводились в г. Ноябрьске в зимнее время (ноябрь 2003 г., январь 2004 г.). 30 дней поездки совершались с использованием системы дополнительного подогрева газа и 30 дней без нее.

Испытания проводились при температуре окружающего воздуха от -21 до -32 °С. За один день автомобиль совершал две поездки с интервалом не менее 4 часов. Длина поездок составляла 2,4, 4,5 и 6,7 км. Таким образом, общее число поездок с каждым вариантом составило 60 (по 20 поездок каждой длины). Сначала были проведены испытания с использованием системы дополнительного подогрева газа, а за тем без предлагаемой системы. Для этого на автомобиль устанавливались дополнительно легкосъемные топливный бак (10 л) и газовый баллон (10 л). Перед началом каждого цикла испытаний заправленный газовый баллон и бензиновый топливный бак демонтировались с автомобиля и взвешивались на весах. Такая же процедура взвешивания проводилась после окончания цикла испытаний. Перед каждой поездкой фиксировалась температура окружающего воздуха.

Процедура испытаний при использовании системы дополнительного подогрева газа состояла в следующем. ДВС запускался на бензине и включалась система дополнительного подогрева газа. Спустя 2 минуты работы на холостом ходу ДВС переводился на питание ГСН. Дальнейший прогрев производился на холостом ходу до температуры 60°С. После этого начиналось движение автомобиля.

Испытания без использования системы дополнительного подогрева газа проводились в следующем порядке. ДВС запускался на бензине и прогревался на холостом ходу до температуры 60 °С. После этого начиналось движение автомобиля. При достижении температуры двигателя 80°С во время движения производилось переключение на питание ГСН.

Выводы

1. Подготовлены экспериментальные варианты систем подогрева газа для обеспечения пуска и прогрева ДВС на газовом топливе в зимний период эксплуатации с использованием теплового аккумулятора и электрических нагревательных элементов. Разработана методика эксплуатационных испытаний этих систем.

2. Предложена методика определения нормативов ТО двухтопливной системы питания основанная на результатах обследования в эксплуатации 76 газобаллонных автомобилей ГАЗ с двигателями семейства ЗМЗ-406. Монтаж элементов универсальной системы питания на моторную установку и определение характеристик двигателя позволили определить взаимосвязь между пробегом автомобиля и соответствием характеристик двигателя нормативным требованиям. Это позволит установить периодичность и уточнить перечень операций технического обслуживания элементов универсальной системы питания.

Глава IV. Разработка корректирующих воздействий по обеспечению качества функционирования газовой аппаратуры автомобиля

4.1. Переоборудование универсальной системы питания в комбинированную

Из литературных источников известно, что при работе автомобильного ДВС, требование к октановому числу топлива изменяется в зависимости от режима его работы. При повышении частоты вращения требуемое ОЧ топлива снижается. При увеличении нагрузки, т.е. при увеличении степени открытия дроссельной заслонки, необходимо увеличение ОЧ топлива. Из ранее проведенных исследований известно, что при смешивании топлив с различными ОЧ можно получить топливо с заданным ОЧ. Поэтому был предложен вариант двухтопливной комбинированной системы питания с дискретным замещением компонентов.

Он представляет собой вариант комбинированного использования низкооктанового бензина с высокооктановым ГСН (рис. 4.1).

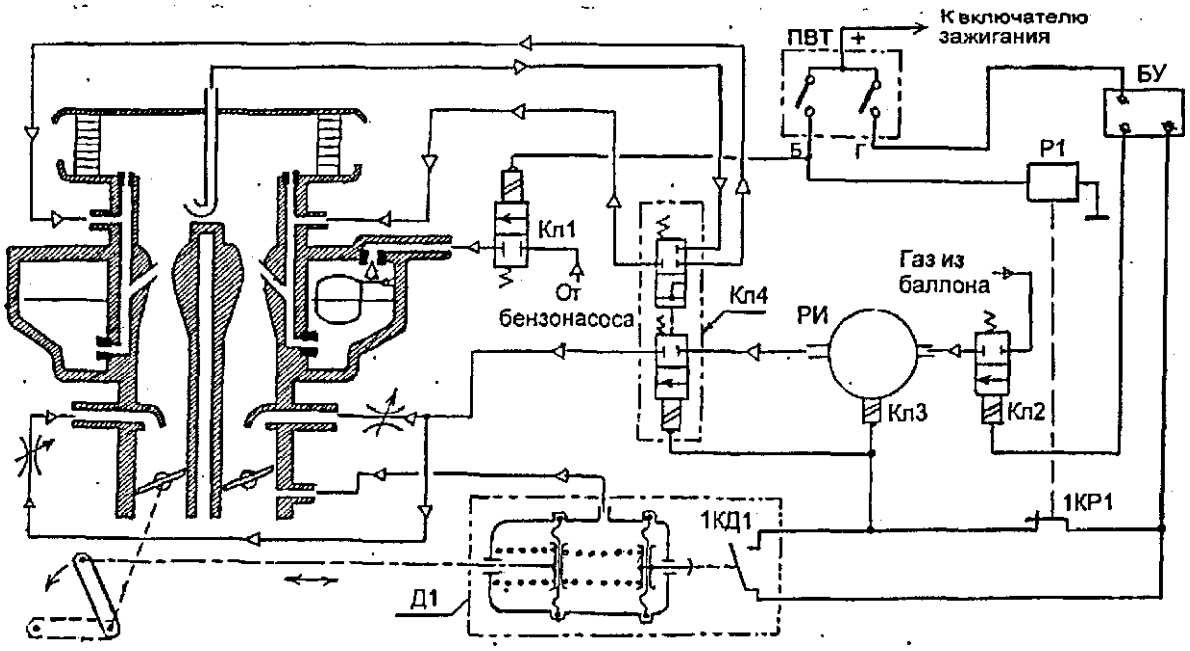


Рис. 4.1 – Двухтопливная комбинированная система питания с дискретным замещением компонентов, работающая в режимах жидкого топлива, газообразного топлива или в режиме дискретного замещения. (ПВТ - переключатель вида топлива; БУ - блок управления газовой системой питания; Р1 - обмотка реле блокировки; 1КР1 - контакты реле блокировки; Д1 - датчик режима работы ДВС; 1КД1 - контакты датчика режима; РИ - редуктор-испаритель газовый; КЛ1 - магистральный бензиновый клапан; КЛ2 - магистральный газовый клапан; КЛ3 - клапан холостого хода редуктора газового; КЛ4 - клапан-распределитель)

При таком комбинировании топлив можно поддерживать необходимое ОЧ топлива на различных режимах, для обеспечения бездетонационной работы ДВС и оптимизации процесса сгорания. На режимах с высокой частотой вращения необходимая скорость сгорания рабочей смеси обеспечивается низкооктановым бензином. Бездетонационная работа на режимах с высокой нагрузкой и низкой частотой вращения коленчатого вала обеспечивается высокооктановым ГСН. При этом сохраняется рекомендуемая заводом-изготовителем для паспортного топлива регулировка угла опережения зажигания.

Надежность двухтопливной комбинированной системы питания повышается по сравнению с двухтопливной универсальной системой питания за счет того, что две системы постоянно находятся в рабочем (включенном состоянии).

Себестоимость суммарного пробега на полной заправке уменьшается, по сравнению с универсальной системой питания, за счет использования более дешевого низкооктанового бензина с сохранением преимуществ (экономичность и мощность) высокофорсированного ДВС.

Эта система реализована путем дополнения универсальной системы питания элементами, позволяющими изменять соотношение подачи газообразного и жидкого топлив. Конструктивно это выражается в том, что карбюратор-смеситель оснащен дополнительными воздушными жиклерами в эмульсионных колодцах главной дозирующей системы карбюратора. Дополнительные воздушные жиклеры соединены с воздушными клапанами клапана-распределителя, установленного в основной газоподающий канал между редуктором-испарителем и смесителем.

Система работает следующим образом. При положении переключателя вида топлива в положение «О» магистральный газовый и магистральный бензиновый клапаны закрыты и в ДВС не подается никакого топлива.

При включении переключателя вида топлива в положение «бензин», открывается магистральный бензиновый клапан, а магистральный газовый клапан остается закрытым. При этом клапан-распределитель находится в выключенном состоянии, при котором газовая секция и клапаны дополнительных воздушных жиклеров находятся в закрытом положении. ДВС при этом может работать только на жидком топливе.

При включении переключателя вида топлива в положение «газ+бензин» магистральный бензиновый клапан остается открытым, а контакты 1КР1 реле блокировки остаются разомкнутыми. Магистральный газовый клапан открывается. Клапан газового редуктора и клапан-распределитель находятся в выключенном состоянии пока ДВС работает в докритических режимах (контакты датчика разомкнуты). При этом подается только жидкое низкооктановое топливо в полном объеме. При выходе ДВС в

закритические режимы, при которых требуется повышение ОЧ топлива, срабатывает датчик режима и его контакты замыкаются. При замыкании контактов датчика режима включается клапан газового редуктора и клапан распределитель. При включении клапана-распределителя открывается его газовая секция и клапаны дополнительных воздушных жиклеров. При этом ГСН начинает поступать в смеситель, а дополнительный воздух в эмульсионные колодцы главной дозирующей системы карбюратора, прекращая подачу жидкого топлива. При выходе ДВС из закритического режима происходит размыкание контактов датчика, и система переходит на подачу низкооктанового жидкого топлива в докритичеком режиме, а подача ГСН прекращается.

При включении переключателя вида топлива в положение «газ», магистральный бензиновый клапан закрывается, контакты 1КР1 реле блокировки замыкаются, исключая из работы (блокируя) датчик режима. При этом магистральный газовый клапан, клапан редуктора и клапан-распределитель остаются открытыми (включенными) на всех режимах, и ДВС работает на ГМТ.

Данная двухтопливная комбинированная система устраняет основные недостатки универсальной системы питания, однако затраты на топливо возрастают практически до значений свойственных бензиновой системе питания. Это происходит потому, что ДВС большую часть времени работает на бензине, хотя и на низкооктановом.

Теоретический анализ, проведенный моделированием позволил обосновать схему комбинирования топлив с переменным соотношением компонентов, в которой в первичную камеру карбюратора подается газовоздушная смесь, а на больших нагрузках и высокой частоте вращения коленчатого вала через вторичную камеру поступает дополнительно бензовоздушная смесь. Это позволяет произвести корректирующее воздействие, обеспечивающее повышение скорости горения ТВС на высоких нагрузках и оборотах. Тем самым предотвращается повышенный износ выпускных клапанов ДВС. Кроме того, карбюратор остается постоянно заполненным бензином, что позволяет сохранить его работоспособность. Схема двухтопливной комбинированной системы питания с переменным соотношением компонентов представлена на рис. 4.3.

Переоборудование универсальной системы питания в комбинированную с переменным соотношением компонентов заключается в переделке карбюратора и электрической схемы подключения электроклапанов.

Необходимо отметить, что настройка комбинированной системы питания ГБА является более простой процедурой, чем настройка универсальной системы питания, предусматривающей отдельную регулировку подачи газа в первичную и вторичную

камеры карбюратора. Последовательность операций по регулировке и настройке комбинированной системы питания представлена в таблице 4.1.

Таблица 4.1 - Последовательность операций по регулировке комбинированной системы питания

№	Регулируемый параметр	Подготовка	Значение	Примечания
1	Минимальные устойчивые обороты холостого хода при работе двигателя на бензине	1. Запустить двигатель на бензине. 2. Прогреть двигатель до рабочей температуры.	По технической характеристике автомобиля	
2	Минимальные устойчивые обороты холостого хода при работе двигателя на газе	1. Установка втулки газового пневматического экономайзера в крайнее верхнее положение (по стрелке «+») (рис. 5.15) 2. Переключатель вида топлива перевести в положение «Газ+бензин».	По технической характеристике автомобиля	Если минимальные обороты холостого хода в режиме «газ+бензин» отличаются от оборотов при работе двигателя на бензине, отрегулировать обороты холостого хода винтом холостого хода редуктора
3	Качество газовоздушной смеси	1. Вывернуть регулировочный винт газового экономайзера до крайнего положения (по стрелке «-»). 2. Ввернуть втулку газового экономайзера (по стрелке «-») до начала перебоев в работе двигателя на холостом ходу 3. Ввернуть регулировочный винт газового экономайзера		

		(по стрелке «+») до положения, обеспечивающего устойчивые обороты холостого хода. 4. Зафиксировать гайкой положение регулировочной втулки. 5. Повернуть регулировочный винт по стрелке «+» на 360+450°.		

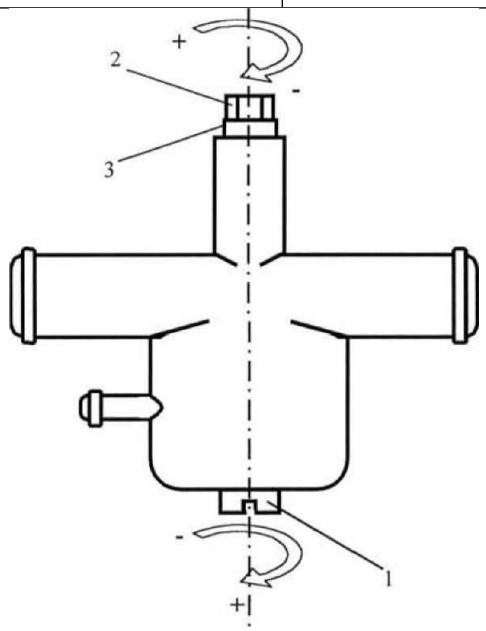


Рис. 4.2 – Пневматический газовый экономайзер: 1 - регулировочный винт; 2 — фиксирующая гайка; 3 - регулировочная втулка

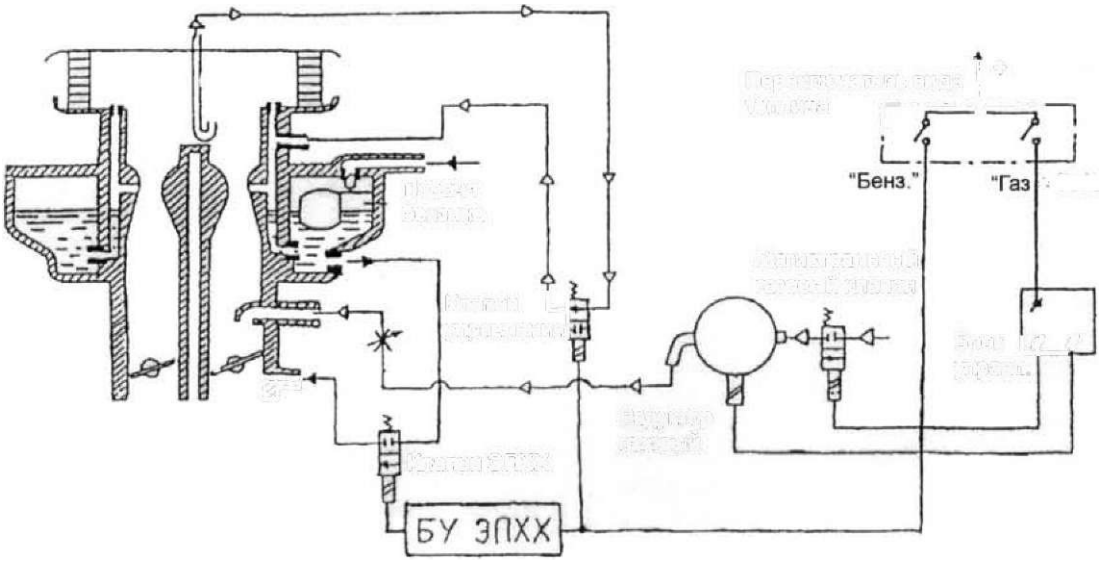


Рис. 4.3 – Схема двухтопливной комбинированной системы питания с переменным соотношением компонентов

4.2. Результаты испытаний газобаллонного автомобиля с устройствами подогрева

Результаты испытаний ГБА УАЗ-31512 с устройством подогрева редуктора показали, что при температуре окружающего воздуха до -18°С и температуре теплоносителя системы охлаждения в тепловом аккумуляторе не ниже 60 °С обеспечивается пуск и прогрев ДВС на ГМТ.

С момента включения циркуляции теплоносителя контура «тепловой аккумулятор-испаритель» происходит быстрое снижение температуры теплоносителя с одновременным прогревом испарителя редуктора. Затем темп падения температуры замедляется. Производится пуск ДВС. При этом скорость падения температуры теплоносителя в контуре «тепловой аккумулятор-испаритель» вновь возрастает, так как происходит проникновение холодного теплоносителя из ДВС в контур «тепловой аккумулятор - испаритель». Вместе с тем растет температура теплоносителя в ДВС. Когда температура теплоносителя в ДВС и контуре «тепловой аккумулятор-испаритель» выравниваются, привод циркуляции контура отключается, и происходит совместный прогрев ДВС, испарителя и зарядка теплового аккумулятора.

Необходимо отметить, что во время испытаний производились запуски ДВС на ГСН без использования подогрева испарителя. Даже при температуре теплоносителя 8–10°С спустя 120–150 с ДВС останавливался, так как нарушался процесс испарения ГСН, что приводило к нарушению нормальной работы редуктора.

Экспериментальные данные по темпу прогрева ДВС на холостом ходу и в движении при температурах окружающего воздуха -5 и -30°С представлены в таблице 4.2. Средние значения температуры ДВС были получены обработкой экспериментальных данных с помощью программы REGRESS 2 (Тюменский нефтегазовый университет).

Таблица 4.2 – Результаты испытаний по определению темпа прогрева ДВС

№	Режим прогрева	Температура окружающего воздуха, °С	Время прогрева, с	Температура двигателя, °С	Средний темп прогрева, °С/с
1	Холостой ход	-5	500	65,1	0,140
2		-30	1000	59,6	0,090
3	Движение	-5	250	60,3	0,261
4		-30	500	56,2	0,172

Результаты замеров мгновенного расхода бензина в зависимости от температуры теплоносителя системы охлаждения на холостом ходу были подвергнуты линейной аппроксимации с помощью программы REGRESS 2.

Полученные данные были аппроксимированы линией с помощью программы REGRESS 2 (рис.4.4).

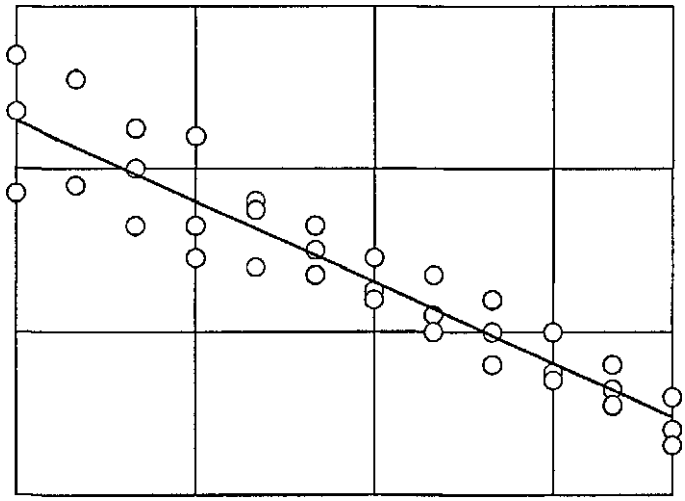


Рис. 4.4 – Полученная по экспериментальным данным зависимость коэффициента коррекции состава ТВС от температуры ДВС при работе на минимальных устойчивых оборотах холостого хода

В таблице 4.3 представлены результаты линейной аппроксимации экспериментальных данных зависимостей мгновенного расхода бензина и коэффициента коррекции от температуры теплоносителя системы охлаждения. Эти данные подтверждают высокую достоверность результатов.

Таблица 4.3 – Результаты аппроксимации экспериментальных данных

№	Параметры	Мгновенный расход бензина	Коэффициент коррекции
1	Уравнение регрессии	$C7_б$ = -0,014Т + 2,34	Я = -0,003Г+ 1,26
2	Коэффициент парной корреляции (г)	-0,97	-0,94
3	Статистика Стьюдента для г	23,33	15,76
4	Вероятность значимости г	0,99	0,99
5	Средняя ошибка аппроксимации, %	5,37	2,89
6	Остаточное	0,13	0,04

	среднеквадратическое отклонение		
7	Вероятность адекватности выбранного уравнения регрессии	0,99	0,99

Значения температуры наружного воздуха при пуске ДВС перед тестовыми поездками во время испытаний представлены на диаграммах (рис. 4.5–4.7). Основные параметры распределений температуры окружающего воздуха представлены в таблице 4.4.

После окончания цикла испытаний по разнице массы газового баллона и бензинового бака определялся суммарный расход газа и бензина.

Результаты испытаний показали (рис. 4.8), что использование дополнительной системы подогрева газа привело к снижению коэффициента увеличения затрат на топливо практически до единицы независимо от длины ездки (таблица 4.9).

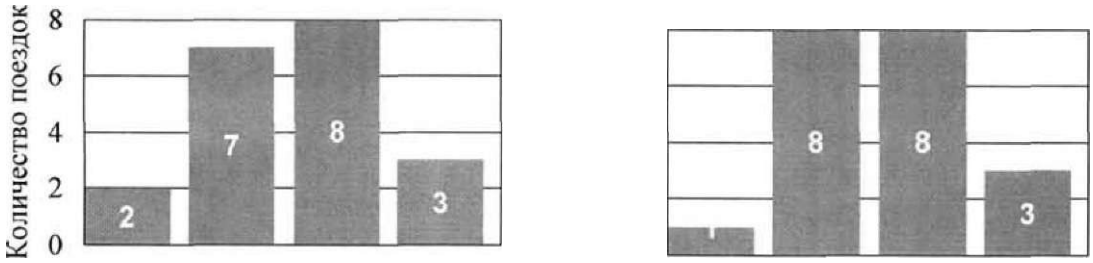


Рис. 4.5 – Гистограммы распределения температуры окружающего воздуха во время пуска и прогрева ДВС с подогревом (слева) и без подогрева (справа) газа при длине поездки 2,4 км



Рис. 4.6 – Гистограммы распределения температуры окружающего воздуха во время пуска и прогрева ДВС с подогревом (слева) и без подогрева (справа) газа при длине поездки 4,5 км

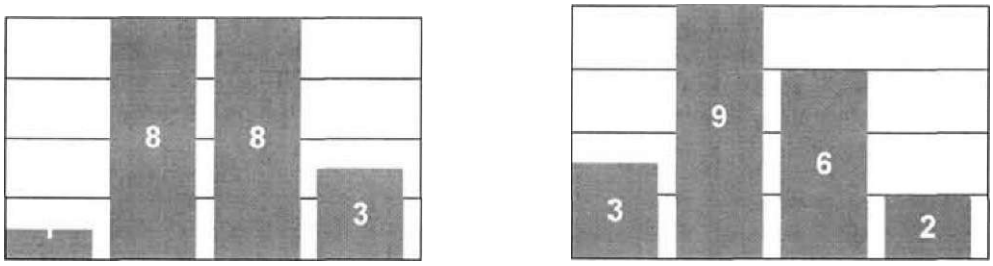


Рис. 4.7 – Диаграммы распределения температуры окружающего воздуха во время пуска и прогрева ДВС с подогревом (слева) и без подогрева (справа) газа при длине поездки 6,7 км

Таблица 4.4 - Параметры закона распределения температуры окружающего воздуха во время испытаний

№	Параметры	Режим испытаний	
		С подогревом	Без подогрева
1	Среднее	-26,32	26,48
2	Дисперсия	6,32	6,02
3	Среднеквадратичное отклонение	2,51	2,45
4	Относительная ошибка среднего	0,325	0,317
5	Вероятность соответствия закону	0,98	0,98

Таблица 4.5 - Результаты испытаний

№	Параметры	Длина поездки, км («+» с подогревом, «-» без подогрева)					
		2,4		4,5		6,7	
		+	_	+	_	+	_
1	Средняя температура воздуха, °С	-26,05	-26,67	-26,6	-26,11	-26,00	-26,90
2	Общий пробег автомобиля, км	48,0	48,0	90,0	90,0	134,0	134,0
3	Суммарный расход газа, кг (л)	4,61 (9,21)	0,36 (0,0,73)	8,09 (16,18)	4,15 (8,30)	9,13 (18,25)	6,19 (12,38)
4	Суммарный расход бензина, кг (л)	0,92 (1Д1)	5,69 (7,49)	0,89 (1,17)	5,69 (7,48)	0,91 (1,20)	4,52 (5,95)
5	Коэффициент увеличения затрат	1,076	1,480	1,045	1,28	1,041	1,200

Кроме того, полученные по экспериментальным данным значения коэффициента увеличения затрат на топливо при температуре окружающего воздуха -26,5°С без использования дополнительного подогрева газа, близки по величине к расчетным для температуры окружающего воздуха -30 °С. Наибольшее расхождение 6,7 % имеет место при минимальной длине ездки.

При обработке результатов первого цикла испытаний проводился расчет параметров распределений измеренных значений расхода бензина и газа. Исходя из этого, было подсчитано, что при уровне надежности 0,9 необходимо проводить не менее 18 измерений. В связи с этим, принятое в программе испытаний число измерений (20) не корректировалось.

4.3. Обеспечение эффективности эксплуатации газобаллонных автомобилей в условиях низких температур

В ходе исследований было установлено, что для повышения эффективности эксплуатации ГБА при низких температурах окружающего воздуха путем снижения затрат на топливо необходимо обеспечить дополнительный подогрев ГСН.

Использование тепловых аккумуляторов является менее эффективным, так как при длительной остановке ДВС и больших отрицательных температурах окружающего воздуха происходит значительная потеря тепловой энергии рабочего тела теплового аккумулятора. Оставшегося запаса тепловой энергии может не хватить для обеспечения полного испарения ГСН и исключения его перехода в жидкую фазу. Это приведет к невозможности пуска и прогрева ДВС на ГСН.

Необходимо отметить, что целесообразно использовать электрические источники теплоты, которые позволяют независимо от продолжительности стоянки автомобиля с заглушённым ДВС осуществить его прогрев при питании ГСН при низких температурах окружающего воздуха.

Перечень работ, необходимых для дооборудования газовой системы питания электрической системой подогрева ГСН, представлен в таблице 4.6.

На рис. 4.9 показан дифференциальный газовый редуктор комплекта газобаллонной аппаратуры ГИГ-1 с нагревательным элементом и термоизоляцией. Разрез трубопровода газовой форсунки с электрическим нагревательным элементом показан на рисунке 4.10.

В качестве источников тепловой энергии используются ленточные нагревательные элементы, которые можно устанавливать на поверхности произвольной формы. Допускается использование нагревательных элементов из проволоки с высоким удельным

сопротивлением. Проволока наматывается на цилиндрическую часть дифференциального редуктора и медную трубку трубопровода газовой форсунки. Сечение и длина проволоки должны выбираться такими, чтобы при заданной мощности обеспечивалась наибольшая площадь поверхности теплопередачи.

Таблица 4.6 – Перечень работ по дооборудованию системы впрыска ГСН двигателя ЗМЗ-4062.10 электрической системой подогрева

№	Наименование работ	Используемые материалы
1	Установка электрического нагревательного элемента дифференциального редуктора	Электрический нагревательный элемент мощностью 150 Вт;
2	Установка термоизоляции дифференциального редуктора	Листовой пенополиуретан толщиной 10 мм; Клеящая лента
3	Изготовление трубопровода газовой форсунки с электроподогревом: - изготовление трубопровода; - установка электрического нагревательного элемента; - установка термоизоляции трубопровода. - изготовление соединительных патрубков	Медная трубка диаметром 8 мм длиной 400 500 мм; Электрический нагревательный элемент мощностью 150 Вт; Листовой пенополиуретан толщиной 10 мм; Клеящая лента 2 червячных хомута; 2 отрезка шланга внутренним диаметром 8 мм длиной 100 мм
4	Установка дифференциального редуктора на автомобиль	Дифференциальный редуктор с электронагревателем и термоизоляцией
5	Установка трубопровода газовой форсунки на автомобиль	Трубопровод газовой форсунки с электронагревателем и термоизоляцией
6	Подключение электрических нагревательных элементов к электрической цепи автомобиля	Провод автомобильного типа сечением не менее 2,5; Однополюсный выключатель автомобильного типа.

Указанные значения мощности электрических нагревательных элементов получены расчетным путем для двигателя ЗМЗ-4062.10 автомобиля ГАЗ-3110. В таблице 5.3 приведены рекомендуемые значения мощности необходимой для дополнительного подогрева 1 СН для базовых моделей ГБА полученные на основе расчетов. Приведенные

значения увеличены относительно расчетных на 10 4* 15 % и округлены с точностью до 50 Вт.

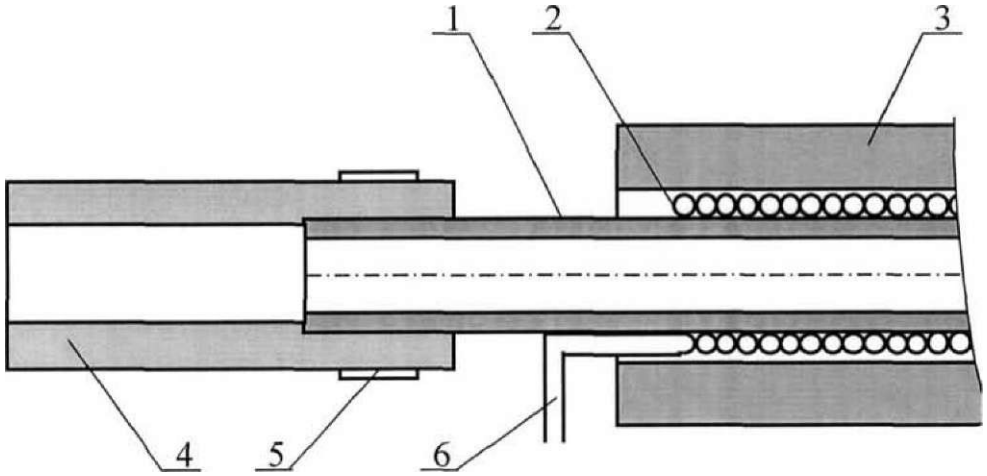


Рис. 4.9 – Электроподогреватель трубопровода форсунки: 1 - медная трубка; 2 - спираль нагревательного элемента с электроизоляцией; 3 - термоизоляция; 4 - соединительный шланг; 5 - червячный хомут; 6 – электропроводник

Таблица 4.7 – Мощность, необходимая для подогрева ГСП

№	Модель автомобиля	Мощность подогрева, Вт	Источник тепла
1	ВАЗ-2110	200	Электронагревательный элемент
2	ГАЗ-3110	260	Электронагревательный элемент
3	ГАЗ-3221	300	Электронагревательный элемент
4	ГАЗ-3 307	600	Тепловой аккумулятор
5	ЗИЛ-431410	750	Тепловой аккумулятор

В случаях, когда мощность, необходимая для подогрева ГСП, близка или превышает свободную мощность генератора автомобиля, применение электроподогрева заданной мощности невозможно, так как это приведет к нарушениям в работе системы зажигания, отоплению, внешних световых приборов. В этом случае можно считать оправданным применение тепловых аккумуляторов, емкость которых рассчитывается в зависимости от необходимой мощности, времени нагрева, теплоемкости теплоносителя системы охлаждения и разницы температур:

$$N = C\left(T - T_0\right)/t \qquad (4.1)$$

где C – теплоемкость теплоносителя системы охлаждения, Дж/кг°С;

T – температура теплоносителя в тепловом аккумуляторе к моменту начала нагрева, °С;

T_0 – температура теплоносителя в тепловом аккумуляторе после нагрева, °С;

t – время нагрева.

Температура теплоносителя системы охлаждения к моменту начала нагрева зависит от температуры наружного воздуха, продолжительности стоянки ГБА и эффективности теплового аккумулятора. Продолжительность подогрева определяется как время, за которое весь объем теплоносителя теплового аккумулятора с помощью привода циркуляции совершит оборот через обогреваемый теплообменник газовой системы питания:

$$t = V_A / q_n \qquad (4.2)$$

где V_A – объем теплового аккумулятора, л;

q_n – производительность привода циркуляции, л/с,

Наиболее эффективно совместное применение теплового аккумулятора и электроподогрева. Это позволит снизить потребление электроэнергии для подогрева ГСН и повысить эффективность подогрева в случаях, когда температура теплоносителя в тепловом аккумуляторе становиться низкой из-за высокой продолжительности стоянки ГБА и большой отрицательной температуры окружающего воздуха.

Теоретические исследования, подтвержденные результатами эксплуатационных испытаний показали, что для прогрева ДВС на ГСН при температурах окружающего воздуха ниже 0°С необходимо использовать дополнительный подогрев ГСН. При этом обеспечивается бесперебойная работа ДВС на ГСН и снижение затрат на топливо.

Технология пуска и прогрева ДВС ГБА с системой электроподогрева газа представлена в таблице 4.8.

Таблица 4.8 – Технология пуска и прогрева ДВС с электрической системой подогрева ГСН

№	Операция	Продолжительность
1	Запуск двигателя на бензине, включение системы электроподогрева ГСН	
2	Прогрев двигателя на бензине	2 мин
3	Перевод двигателя на питание ГСН	До температуры двигателя 60 °С
4	Движение автомобиля	–

5	Выключение системы электроподогрева ГСН	При температуре двигателя 80 °С

Технология пуска и прогрева ДВС ГБА с системой подогрева ГСН от теплового аккумулятора представлена в таблице 4.9.

Таблица 4.9 – Технология пуска и прогрева ДВС с системой

№	Операция	Продолжительность
1	Включение привода циркуляции теплоносителя теплового аккумулятора	2 мин.
2	Пуск двигателя на ГСН	–
3	Выключение привода циркуляции теплоносителя теплового аккумулятора	При температуре двигателя 30 °С
4	Прогрев двигателя	До температуры двигателя 60 °С
5	Движение автомобиля	–

Целесообразно оснастить систему подогрева ГСН автоматическим управлением, которое может реализовывать алгоритм пуска и прогрева ДВС на основе сигналов датчиков температуры теплоносителя системы охлаждения и температуры наружного воздуха.

Выводы

Теоретические исследования показали, что в интервале температур -30–-5°С за счет длительного прогрева ДВС на бензине затраты на топливо ГБА увеличиваются на 14–41 % в зависимости от длины поездок. Установлены значения необходимой для испарения ГСН мощности на всех режимах работы ДВС, предложена конструкция системы дополнительного подогрева ГСН, которая согласно эксплуатационным испытаниям ГБА ГАЗ-3110, позволяет снизить затраты на топливо при температуре окружающей среды -26–-27 °С на 13–27 % в зависимости от длины поездок.

Заключение

В заключение можно сказать, что в результате исследования диссертационной работы были сформированы следующие выводы.

1. В ходе исследования была разработана научно обоснованная концепция, а также выдвинуты основные теории, за счет которых осуществлялась корректировка воздействий, позволяющих совершенствовать процессы эксплуатации ГБА с

двухтопливной системой питания. Концепция в данном случае представляет собой своеобразный комплекс взаимосвязанных между собой требований к ГБО, которые в свою очередь обеспечивают соответствие показателей рабочего процесса ДВС и ГБА. Разработанные концепции и теория корректирующих воздействий входят в основу теоретических и экспериментальных исследований совершенствования процесса эксплуатации ГБА, помимо этого, модернизации ГБО и главным образом, разработка практических рекомендаций.

2. Была теоретически обоснована и экспериментально подтверждена аддитивность смесей ГСН по детонационной стойкости. Помимо этого был разработан соответствующий метод оценки уровня детонации при реализации высокооктанового топлива.

3. Итогом теоретических исследований можно назвать то, что стабильность состава ТВС в значительной степени зависит от эксплуатационных факторов, например: t^0 окружающей среды, состава газа, а также расхода воздуха ДВС.

4. Происходит непосредственное изменение коэффициента избытка воздуха, что может достигать 0,10 для редуктора с рычажной передачей и 0,18 для редуктора, который используется без рычажной передачи. Разрабатывается соответствующая расчетная схема системы впрыска газа в двигатель, что в дальнейшем позволяет определить влияние эксплуатационных факторов на стабильность состава ТВС, помимо этого, позволяет оптимизировать структуру системы, в частности, геометрические параметры ее элементов и алгоритм функционирования блока управления. Рассматриваемой устройство стабилизации состава ТВС предполагает обеспечить поддержание коэффициента избытка воздуха в условиях эксплуатации, его пределы составляют 0,99…1,0.

5. С теоретической точки зрения данное исследование показывает, что существует определенный интервал температур -30…-5°С, что осуществляется при длительном прогреве ДВС на бензине, в результате чего затраты на топливо ГБА возрастают примерно на 14…41%, что в большей степени зависит от длины поездок. Устанавливаются значения, при которых осуществляется испарение ГСН мощности на всех возможных режимах работы ДВС, помимо этого, предложена конструкция системы дополнительного подогрева ГСН, на основе чего производятся эксплуатационные испытания ГБА, ГАЗ 3110, а значит, происходит снижение затрат на топливо при t^0 окружающей среды -26… -27°С, что увеличивается на 13 ... 27 % в зависимости от длины поездок.

6. В результате исследования была обоснована периодичность, а также определена трудоемкость технического обслуживания непосредственно универсальной системы питания газобаллонных автомобилей ГАЗ, оснащенными двигателями ЗМЗ- 406. В данном случае периодичность обслуживания электромагнитных форсунок, электробензонаносов, газового редуктора и газового дозатора при определенно установленной трудоемкости составляет 15, 140, 10, 50 тыс. км.

7. Полученное теоретическое обоснование технологических параметров слива ГСН из автомобильных баллонов представляет такую ситуацию, что целесообразнее было бы применить метод перемещения газа с помощью создания избыточного давления в опорожняемом баллоне, также перемещения жидкой фазы в сливной контейнер, после чего производится дегазация баллона азотом.

8. Непосредственно были разработаны соответствующие требования к конструктивным параметрам запорно-предохранительным арматурам автомобильных баллонов, что, в свою очередь, обеспечивает безопасный технологический процесс слива газа.

9. В процессе исследования был разработан комплекс практических рекомендаций, что позволит совершенствовать процессы эксплуатации ГБА с двухтопливной системой питания, которая включает в себя:

- Непосредственное совершенствование конструкций экономно-дозирующего устройства системы холостого хода для двухтопливных систем питания и карбюратора-смесителя, что позволит обеспечить эффективную работу ГБА в условиях высокогорья;
- Разработка методики переоборудования двухтопливных универсальных систем в двухтопливные комбинированные системы питания, помимо этого, предполагает разработку методики регулировки и настройки двухтопливных комбинированных систем питания;
- Разработка методики, которая заключается в дооборудовании и рекомендации по эксплуатации ГБА с системой дополнительного подогрева ГСН;
- Определение технологии и практические рекомендации процесса слива ГСН из автомобильных баллонов и организацию специализированных постов.

Список использованных источников

1. Автомобили "Волга". Руководство по эксплуатации. - 9-е изд. — Н. Новгород: Изд-во "ГАЗ", 2003.

2. Автомобили ЗИЛ-130, ЗИЛ-138 и их модификации: руководство по эксплуатации / Моск. автомоб. з-д им. И. А. Лихачева. - М.: Машиностроение, 1993.

3. Автомобили и автобусы. Переоборудование грузовых, легковых автомобилей и автобусов в газобаллонные для работы на сжиженных нефтяных газах. Приемка на переоборудование и выпуск после переоборудования. Испытания газотопливных систем. Технические условия: ТУ 152-12008-99 / Мин-во транспорта РФ. Упр. науч.-техн. политики. - М., 1999.

4. Автомобили. Переоборудование автомобилей в газобаллонные для работы на сжиженном нефтяном газе. Технические условия: ТУ-200- РСФСР-12-544-87 / Минавтотранс РСФСР. Гл. произв. упр. - М., 2013.

5. Автомобильные двигатели / под ред. М. С. Ховаха. - М.: Машиностроение, 1977.

6. Агейкин Д. И. Датчики контроля и регулирования: справочные материалы / Д. И. Агейкин, Е. Н. Костина, Н. Н. Кузнецова. - 2-е изд. пере- раб. и доп.- М.: Машиностроение, 2012.

7. Акинынин К. Для перевода автотранспорта на сжатый метан необходим административный ресурс / К. Акинынин // АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. - 2003. - №4.

8. Аксенов И. Я. Транспорт и охрана окружающей среды / И. Я. Аксенов, В. И. Аксенов. - М.: Транспорт, 2010.

9. Александров В.Ю. Экологические проблемы автомобильного транспорта: аналитич. обзор / В. Ю. Александров, Л. И. Кузубова, Е. П. Яб- локова; ГПНТБ СО РАН. - Новосибирск, 2008.

10. Алешин С. Результаты испытаний автомобилей, использующих газовые топлива / С. Алешин // АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. - 2009. - №5.

11. Андреев В. И. Смесеобразование в карбюраторных двигателях / В. И. Андреев, Я. Б. Горячий, К. А. Морозов. - М.: Машиностроение, 2016.

12. Апсин В. П. Синтез функции прогноза значений экологических характеристик на основе метода группового учета аргументов / В. П. Апсин, Г. П. Дворников, В. В. Тухватулин // Инновационные процессы в образовании, науке и экономике России на пороге XXI века: тез. докл. междунар. науч.-практ. конф./ ОГУ. - Оренбург, 2005. - Ч. II.

13. Аравин Г. Г. Ионизация пламени и пламенных газов в условиях бомбы и двигателя: дис... д-ра техн. наук / Г. Г. Аравин; АН СССР. - М., 2013.

14. Аронов Д. М. Антидетонационные качества автомобильных двигателей / Д. М. Аронов // Сборник тр./ НИИАТ. - М., 2015. - Вып. 2.

15. Аронов Д. М. Антидетонационные качества отечественных автомобильных двигателей / Д. М. Аронов, Л. В. Малявинский // Автотракторное и с/х машиностроение: сб. / НИИАТ. - М., 2015. - №117.

16. Аронов Д. М. Антидетонационные свойства бензинов и показатели двигателей / Д. М. Аронов // Сборник / НИИАТ. - М., 2016 - Вып. 6.

17. Аронов Д. М. Антидетонационные требования двигателей МеМЗ- 966, ЗМЗ-21 и 3мЗ-53 / Д. М. Аронов, Л. В. Малявинский, Н. М. Палахин // Сборник / НИИАТ. - М., 1999. - Вып. 5.

18. Аронов Д. М. Детонационные испытания автомобильных бензинов / Д. М. Аронов, Л. В. Малявинский // Стандартизация . - 2012. - №9.