

СИСТЕМА ПОДАЧИ ЖИДКОГО ГАЗОМОТОРНОГО ТОПЛИВА В КАМЕРУ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Овчинников Евгений Валентинович, научный сотрудник лаборатории «Двигатели и ходовые системы»

Уютов Сергей Юрьевич, младший научный сотрудник лаборатории «Автоматизированного привода сельскохозяйственной техники»

Крючков Виталий Алексеевич, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник лаборатории «Двигатели и ходовые системы»

ФГБНУ ФНАЦ ВИМ (Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ)

109428 г. Москва 1-й Институтский пр-д, д 5, тел. +7(909) 945-05-66; e-mail: evo-xpro-info@yandex.ru

Ключевые слова: жидкий газ, дизельный двигатель, система адаптации, оксиды азота, экологические показатели.

Существующие способы перевода дизельного двигателя на работу с использованием газомоторного топлива подразумевают либо внесение конструктивных изменений для реализации искрового воспламенения, либо сохранение подачи определенной доли дизельного топлива в объем воздушно-газовой смеси. Вторым способом является предпочтительным, так как оставляет возможность нетрудоемкого возврата к исходному состоянию, допускает работу только по дизельному процессу и не требует внесения существенных изменений в конструкцию. Этот способ привлекает наибольшее внимание современных исследователей, однако конечные технические решения и методы работы по такому газодизельному процессу еще не выработаны, а имеющиеся заделы дороги в реализации или недостаточно эффективны и в конечном итоге необходимо улучшение топливной аппаратуры, совершенствование стратегий впрыска и управления подачей топлива. Вопросы обеспечения высоких экологических показателей также остаются открытыми. Исследования показывают, что для снижения выбросов оксидов азота необходимо добиваться исключения остаточного окислителя в продуктах горения, возможно за счет образования стехиометрической смеси в цилиндре. С этой целью, а также для увеличения общей полноты сгорания и улучшения теплового баланса двигателя авторами предлагается система впрыска газа, находящегося в жидкой фазе, непосредственно в камеру сгорания на такте сжатия. Описываемая система предполагает максимальное задействование штатных компонентов двигателя типа ММЗ Д-245 с посадочными местами для свечей накаливания в головке блока цилиндров, в которые будут установлены форсунки для подачи жидкого газа. Впрыск газа при этом возможен стандартными средствами системы *Common rail*. При этом уже имеются необходимые технические решения, улучшающие управление работой ТНВД и обеспечивающие предупреждение детонационного горения. Оптимальное же соотношение количеств двух типов топлива рассчитывают по известным зависимостям. Анализ результатов ранних исследований показал перспективность такой схемы. Таким образом, авторами обоснован отсутствующий в настоящее время подход, позволяющий улучшить экологические показатели двигателя, работающего по газодизельному процессу, реализуемый доступными средствами.

Введение

Использование газомоторного топлива в дизельном двигателе реализовано достаточно давно. Как правило, такая реализация осуществлялась за счет конвертации двигателя на искровое воспламенение газа [1]. Это достаточно трудоемкий процесс, связанный с уменьшением степени сжатия путем растачивания поршней, заменой форсунок на искровые свечи зажигания и установкой системы распределителя зажигания. При этом обратная конвертация в дизельный двигатель без замены поршней практически не возможна. Помимо этого газовый двигатель заметно проигрывает по крутящему моменту классическому дизельному. Также существует способ использования газомоторного

топлива в дизельном двигателе по газодизельному процессу [2, 3, 4, 5]. Этот способ более предпочтителен, так как не требует изменения степени сжатия, а также позволяет работать как по дизельному, так и по газодизельному процессу без уменьшения крутящего момента. Обзор литературы показывает актуальность газодизельной технологии [6, 7, 8, 9, 10, 11]. Некоторые авторы предлагают делать смесь жидкого газомоторного топлива и дизельного топлива (ДТ) и подавать ее непосредственно через дизельную форсунку [12, 13]. Другие исследователи предлагают подавать газ во впускной коллектор дизельного двигателя, замещая ДТ [14, 15, 16]. Если использовать пропан – бутановую смесь, то возникает детонация. Эту проблему

решают за счет рециркуляции отработавших газов и впрыска воды в камеру сгорания, которая дополнительно позволяет снизить уровень вредных выбросов [17, 18, 18, 20]. Зарубежным производителем - «Woodward L'Orange GmbH» разработана и исследована инновационная конструкция двухтопливной форсунки для высокооборотных газодизелей, позволяющая осуществлять последовательный впрыск в цилиндр газа и запального жидкого топлива [20]. Инновационную форсунку устанавливают в штатное место дизельного двигателя, она предназначена для подачи газообразного топлива под давлением 50 МПа и жидкого топлива (запальная доза). В связи со сложностью и точностью изготовления данная форсунка имеет высокую стоимость и, вероятно, не найдет широкого применения в ближайшее время.

Основной целью данных исследований является применение пропан-бутановой смеси в дизельных двигателях для замещения моторного топлива при сохранении технических условий на двигатель, предоставленных заводом-изготовителем, и обеспечении бездетанационной работы двигателя.

Материалы и методы исследований

Для увеличения процента замещения дизельного топлива, снижения вредных выбросов в отработавших газах, полноты сгорания и улучшения теплового баланса двигателя предлагается система многократного впрыска жидкого газа непосредственно в камеру сгорания дизельного двигателя, состоящая из штатных компонентов топливной системы, которые позволяют адаптировать как новые дизельные двигатели, так и имеющиеся в эксплуатации.

Для реализации данной концепции предлагается использовать дизельный двигатель ММЗ Д-245 с головкой блока цилиндров, на которой установлены свечи накаливания, предназначенные для холодного пуска. Вместо свечей накаливания будут установлены форсунки для впрыска жидкого газомоторного топлива (пропан – бутановая смесь либо сжиженный метан). Для подачи газа будет использоваться топливная система Common rail, которая позволяет создавать постоянное высокое давление в топливной рампе. Основным плюсом этой системы является то, что она позволяет впрыскивать топливо независимо от положения коленчатого вала.

Система будет работать следующим образом: дизельная топливная система будет ра-

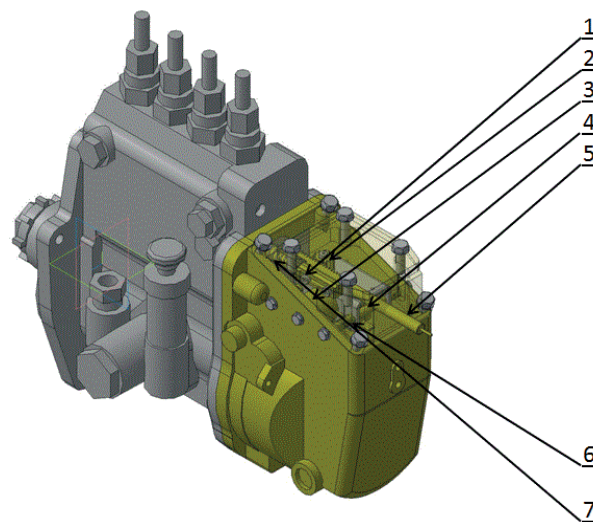


Рис. 1 - ТНВД с электронным регулятором:

1 - топливная рейка; 2 - электрический привод; 3 - электромагнит; 4 - направляющие; 5 - датчик нулевого положения рейки; 6 - предохранительные пружины; 7 - возвратная пружина

ботать в штатном режиме, за исключением установки электронного регулятора подачи топлива на топливный насос высокого давления (ТНВД), представленный на рисунке 1, что необходимо для контроля подачи запальной дозы.

В зависимости от режимов работы двигателя жидкий газ будет подаваться непосредственно в камеру сгорания. Количество впрыскиваемого газа будет регулироваться блоком управления. Впрыск газа будет регулироваться двумя параметрами, а именно – количеством газа за один впрыск и количеством впрысков за один такт. Топливная система для работы дизельного двигателя на газомоторном топливе схематично показана на рисунке 2. Система состоит из подсистем - топливной линии подачи газа – «а», топливной линии подачи ДТ – «б», автоматизированной системы подачи и переключения типов топлива – «в», системы рециркуляции отработавших газов – «г» и системы впрыска воды в отработавшие газы – «д».

Для обеспечения автоматической работы двухтопливной системы используется система управления, осуществляемая электрическим контролером, который, принимая сигналы от датчиков, отслеживает показатели работы и управляет исполнительными механизмами и приводами. Это позволяет обеспечивать оптимальные показатели работы двигателя, а именно, мощностные, моментные, экономические и экологические на всех режимах его работы.

Для снижения количества содержания ок-

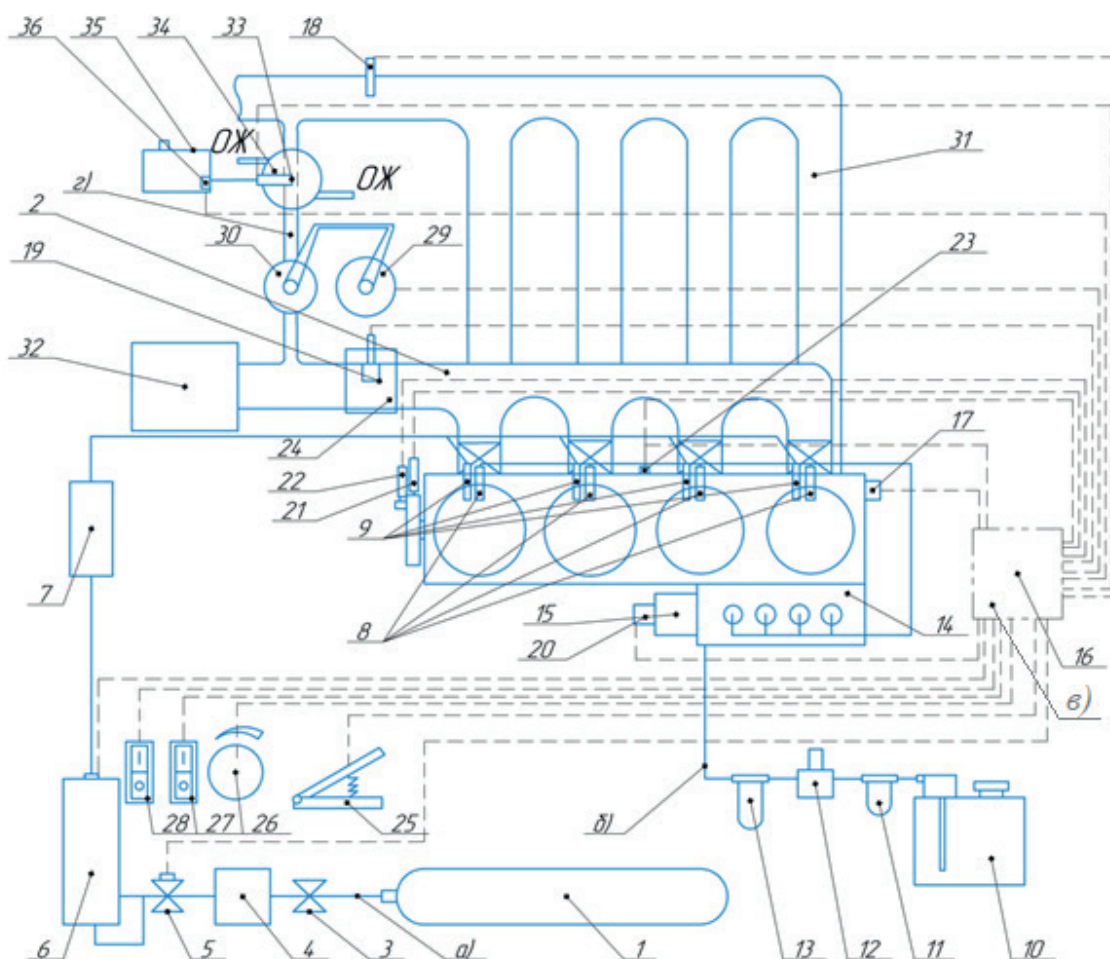


Рис. 2 - Автоматизированная топливная система для работы дизельного двигателя на газомоторном топливе:

1 - бак для газомоторного топлива; 2 - впускной коллектор; 3 - запорное устройство; 4 - заправочная горловина; 5 - запорный электромагнитный клапан; 6 - фильтр для газомоторного топлива; 7 - ТНВД для подачи жидкого газа; 8 - форсунки для ДТ; 9 - электромагнитные форсунки подачи газомоторного топлива; 10 - бак для ДТ; 11 - фильтр грубой очистки ДТ; 12 - топливоподкачивающий насос для ДТ; 13 - фильтр тонкой очистки ДТ; 14 - ТНВД для ДТ; 15 - электрический привод ТНВД; 16 - блок управления; 17 – 24 электронные датчики; 25 - электронная педаль; 26 - регулятор подачи топлива в ручном режиме; 27, 28 – ручные переключатели режимов работы; 29 - электропривод открытия заслонки отработавших газов; 30 – заслонка; 31 - впускной коллектор; 32 - воздушный фильтр; 33 - форсунка для подачи воды в отработавшие газы; 34 - испарительная камера; 35 - бак для воды; 36 - насос для подачи воды

сидов азота NOx в отработавших газах необходимо подать определённое количество воздушной смеси для образования стехиометрической смеси, которая обеспечит полноту сгорания топлива без остатка избыточного окислителя в продуктах горения. Отношение количества окислителя к количеству топлива в процессе сжигания или в горючей смеси топливо - окислитель измеряют либо в виде отношения масс L_o , либо в отношении объёмов L_V , либо в отношении количества молей L_M . В нашем случае необходимо рассчитать количество необходимого окислителя для двух видов топлива – сжиженного газа и ДТ. Если в процессе сгорания топливовоздушной

смеси в продуктах горения не будет ни свободного окислителя, ни несгоревшего топлива, то такое соотношение топлива и окислителя будет стехиометрическим. Это отношение определяют по формулам:

$$L_o = \frac{m_o}{m_f}; \quad [1]$$

$$L_V = \frac{V_o}{V_f}; \quad [2]$$

$$L_M = \frac{M_o}{M_f}; \quad [3],$$

где m_o и m_f – соответственно массы окислителя и топлива, кг; V_o и V_f – соответственно объёмы окислителя и топлива, m^3 ; M_o и M_f - со-

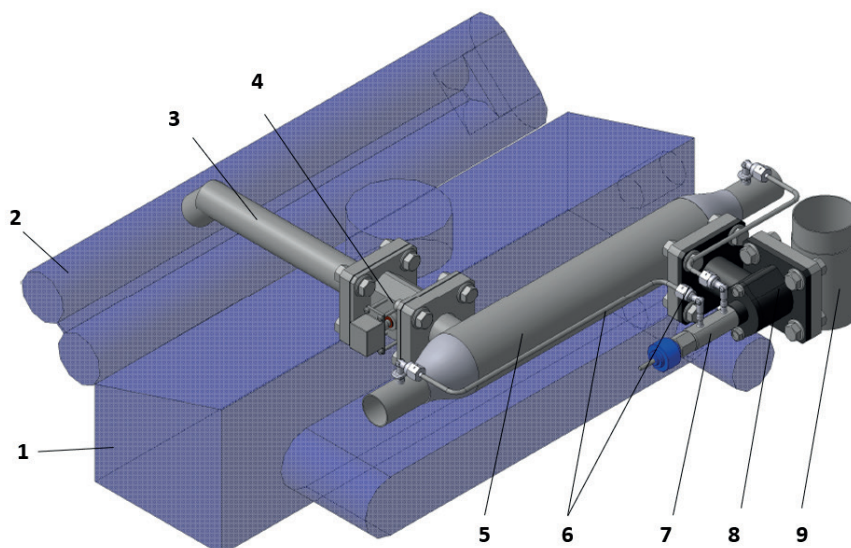


Рис. 3 - Система рециркуляции отработавших газов газодизельного двигателя:

1 – дизельный двигатель; 2 – впускной коллектор; 3 – трубопровод; 4 – регулятор подачи рециркуляционного газа; 5 – охладитель; 6 – трубопровод охлаждения клапана и форсунки; 7 – электромеханический клапан и встроенная форсунка подачи воды; 8 – кронштейн; 9 – выпускной коллектор

ответственно молярное количество окислителя и топлива, моль.

Для предупреждения детонационного горения во время сгорания газомоторного топлива в камере сгорания, а также для улучшения экологических показателей отработавших газов разработана и испытана система рециркуляции ОГ и система подачи воды в отработавшие газы, находящиеся в этой системе (рис. 3). Впрыск воды в отработавшие газы организован с помощью форсунки, которая позволяет снизить температуру газов, а также замедлить скорость распространения пламени в цилиндре. Для качественного распыла используется насос с давлением 0,2 МПа. Такое давление позволяет повысить скорость перехода воды в пар и противостоять давлению отработавших газов.

Таким образом, для определения необходимого для горения воздуха нужно знать процентное соотношение подачи ДТ и сжиженного газа.

Для определения оптимального соотношения двух типов топлива рассчитаем эффективность. Соотношения для расчета общей эффективности ($\eta_{\text{топл}}$) и эффективности сгорания ($\eta_{\text{гор}}$) имеют следующий вид:

$$\eta_{\text{гор}} = 1 - \frac{m_{\text{см}} \cdot q_{\text{см}}}{z}; \quad [4]$$

$$\eta_{\text{топл}} = \frac{1}{ge \cdot q_{\text{см}}}; \quad [5]$$

$$q_{\text{см}} = x \cdot q_{\text{суг}} + (1 - x)q_{\text{дт}}; [6]$$

$$ge = \frac{m_{\text{см}}}{P_{\text{впр}}}, \quad [7],$$

где $\eta_{\text{гор}}$ – эффективность сгорания; $m_{\text{см}}$

– масса смесового топлива, кг; $q_{\text{см}}$ – теплотворная способность смесового топлива, Дж/кг; Z – масса порции топливного заряда, кг; $\eta_{\text{топл}}$ – общая эффективность топлива; ge – удельный расход топлива, кг/(кВт·ч); x – процентное соотношение сжиженного газа и ДТ, %; $q_{\text{суг}}$ – теплотворная способность сжиженного газа, Дж/кг; $q_{\text{дт}}$ – теплотворная способность дизельного топлива, Дж/кг; $P_{\text{впр}}$ – давление впрыска, Па.

Процентное соотношение сжиженного газа и ДТ в топливном заряде

$$x = \frac{m_{\text{суг}}}{m_{\text{суг}} + m_{\text{дт}}}, \quad [8],$$

где $m_{\text{суг}}$ – масса сжиженного газа, кг; $m_{\text{дт}}$ – масса ДТ, кг.

Результаты исследований

Получена система многократного впрыска жидкого газа в цилиндры двигателя за один цикл работы двигателя. При использовании стандартного насоса высокого давления для системы Common rail получили стабильное давление жидкой фазы на всех режимах скоростной характеристики двигателя. Очень важно, что давление регулировалось и поддерживалось в одном диапазоне без скачков и падений. Со-

ответственно дозировка газового топлива была точной.

Система управления двигателя обеспечивает контроль стехиометрического отношения воздух/топливо благодаря подсистеме рециркуляции отработавших газов, установленной на выпускном и впускном коллекторах. Благодаря дроссельной заслонке-перепуска поток отработавших газов в цилиндры двигателя увеличивался или уменьшался, при этом регулировалось вытеснение входящего воздуха во впускной коллектор.

Исходя из анализа ранее выполненных работ, для определения расхода топлива дизельным двигателем выбрана аналитическая зависимость Е.А. Чудакова [21]:

$$Q_s = \frac{q_e N_e}{10 T_1 p_T}, \quad (9),$$

где Q_s – расход топлива, кг/ч; q_e – удельный эффективный расход топлива двигателем в г/(кВт·ч); N_e – эффективная мощность двигателя, кВт; T_1 – время работы двигателя, ч; p_T – плотность топлива г/см³.

Этот метод включает в себя основные показатели топливной экономичности двигателя, но при этом можно определить только общий расход топлива трактора. При исследовании этим методом невозможно анализировать расход топлива по его составляющим.

Для повышения топливной экономичности разработана математическая модель для определения расхода топлива двигателем с учетом составляющих: конструктивных особенностей трактора и дорожных условий.

Математическая модель разработана в виде уравнения топливного баланса для определения расхода топлива трактора, кг/ч:

$$Q_s = \frac{27,8 \left[\frac{q_e}{H_u} N_e + \frac{980 M_{an} T_{an}}{\eta_{TP} p_T H_u} \left[(f_{an} \cos \alpha \pm \sin \alpha) + \frac{k_s \varphi_{an} S_{\delta c}}{T_1 (1 - S_{\delta c})} \right] + \frac{50 C_x p_T F V_{an}^2}{p_T H_u \eta_{TP}} + \frac{100 j_{an}}{\eta_{TP} p_T H_u} \left[\frac{\Sigma j_{km}}{\gamma_{gm} \gamma_{km}} + \frac{\Sigma j_{knp}}{\gamma_{gnp} \gamma_{knp}} \right] \right.}{\eta_{TP} p_T H_u} \quad (10)$$

где M_{an} – масса топлива, г; T_{an} – время сгорания топлива, ч; H_u – низшая теплота сгорания топлива, Дж/г; f_{an} – коэффициент сопротивления перекачиванию движителя трактора; α – угол наклона трактора, град.; k_s – удельное сопротивление почвы; φ_{an} – часовой расход топлива на рабочем ходу, кг/ч; $S_{\delta c}$

– коэффициент буксования колес; V_{an} – скоростной режим движения, м/с; C_x – плотность газа, кг/м³; F – коэффициент заполнения рабочей камеры, $F = 0,85 \dots 0,98$; j_{km} – фактическая длина окружности колеса, мм; j_{knp} – длина окружности колеса при настройке, мм; j_{an} – поправочный коэффициент к норме, %; γ_{gm} и γ_{gnp} – составляющие доли движения трактора в рабочем и транспортном режимах соответственно; γ_{km} и γ_{knp} – коэффициенты, зависящие от средней технической скорости движения трактора в рабочем и транспортном режимах соответственно.

Это уравнение выражает энергетический баланс двигателя через топливо, которое расходует двигатель. Это уравнение можно записать в сокращенном виде:

$$Q = Q_{SE} + Q_{sdop} + Q_{sw} \pm Q_{s\eta} \pm Q_{sjan} \pm Q_{sjk} \quad (11),$$

где Q_{SE} – затраты топлива, необходимые для преодоления тепловых и механических потерь в двигателе, кг/ч; Q_{sdop} – расход топлива на преодоление суммарного сопротивления дороги, кг/ч; Q_{sw} – расход топлива, обусловленный сопротивлением воздуха движению, кг/ч; $Q_{s\eta}$ – расход топлива для преодоления инерции вращающихся масс трансмиссии, кг/ч; Q_{sjan} – расход топлива для ускорения поступательно движущихся масс, кг/ч; Q_{sjk} – расход топлива на ускоренное вращение колес, кг/ч.

Для аналитического определения расхода топлива Q_s по уравнению (10) топливного баланса на ЭВМ необходимы исходные данные.

Скоростную и нагрузочную характеристики двигателя получают на стендовой установке при исследовании конкретного установленного на тракторе двигателя. Однако эти осредненные характеристики не отражают полностью неустановившиеся динамические режимы и текущее техническое состояние двигателя, поэтому для вычисления расхода топлива на ЭВМ заводские скоростные и нагрузочные характеристики двигателя аппроксимируются эмпирическими урав-

нениями.

Скоростные характеристики двигателя на частичных нагрузках вводятся при расчете расхода топлива с помощью коэффициентов эмпирического уравнения, предложенного Бескиным И.А. Для определения возможных скоростей движения трактора при заданной полной массе M_{an} и заданных условиях эксплуатации построена динамическая характеристика для различных коэффициентов использования мощности: 0,6; 0,8; 0,9 и 1,0 [21].

Также проведенные исследования показали эффективность использования сжиженного углеводородного газа в смеси с ДТ для большего снижения содержания NOx в отработавших газах газодизельного двигателя. Результаты исследований подтверждают, что при наличии в газодизельной смеси 35 % сжиженного газа и 65 % ДТ возможно добиться компромисса между NOx и дымностью и снизить последнюю на 95 % при аналогичной эффективности [12]. Быстрое испарение сжиженного нефтяного газа улучшает распыление смеси, а также снижает теплонапряженность в цилиндре. Однако увеличение процентного содержания сжиженного газа приводит к снижению цетанового числа, а также более низкой теплотворной способности, что увеличивает задержку воспламенения [20]. По мере увеличения нагрузки на двигатель продолжительность сгорания снижается, что дает преимущества с точки зрения эффективности преобразования цикла. Повышение эффективности процесса подтверждается снижением удельного расхода топлива [12]. Таким образом, проведенные исследования показывают перспективность применения предлагаемой топливной системы.

Обсуждение

При запуске двигателя включается электрический насос высокого давления и нагнетает в топливную рампу жидкое газомоторное топливо. Электромагнитные клапаны, расположенные на форсунках для газомоторного топлива, срабатывают относительно верхней мертвой точки. Количество впрыскиваемого жидкого газа за один цикл, в зависимости от режимов работы двигателя, может быть больше единицы, а впрыскиваемое газомоторное топливо распределяется относительно положения поршня. Другими словами, в течение одного такта впрыск жидкого газа может быть не однократным. Таким образом, заполнение камеры сгорания может проходить плавно за счет перехода газа из жидкого в газообразное состояние. Из-за этого

происходит предупреждение детонационного горения газомоторного топлива и улучшение экологических показателей в отработавших газах, а также снижается тепловая напряженность в цилиндропоршневой группе.

Для ДТ стехиометрические отношения воздух/топливо равняется 14,6:1, для пропан-бутановой смеси- 15,6:1. Коэффициент избытка воздуха λ в дизельных двигателях для исключения сильного сажеобразования поддерживают на уровне 1,1...1,3. Однако при использовании сжиженного газа сажеобразование снижается до 95 %, поэтому необходимости в избыточном количестве воздуха нет. Для снижения массы попадающего в камеру сгорания воздуха используют систему рециркуляции отработавших газов.

Заключение

Согласно проведенному анализу и выполненным расчетам предлагаемая топливная система позволит улучшить заполняемость и равномерность заполняемости камеры сгорания газомоторным топливом, что приводит к снижению удельного расхода топлива и увеличению полноты его сгорания, а также обеспечивает стехиометрическое горение. Это, в свою очередь, позволит снизить массу вредных веществ в отработавших газах. Кроме того, теплонапряженность двигателя снижается за счет испарения при переходе газомоторного топлива из жидкого состояния в газообразное, что также предупреждает детонационное горение такого топлива.

Библиографический список

1. M.U. Aslam, H.H. Masjuki, M.A. Kalam, H. Abdesselam, T.M.I. Mahlia, M.A. Amalina. An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle/ Fuel, Volume 85, Issues 5–6, 2006, Pages 717-724, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2005.09.004>.
2. Seokhwan Lee, Changgi Kim, Sunyoup Lee, Sechul Oh, Junghwan Kim, Jeongwoo Lee. Characteristics of non-methane hydrocarbons and methane emissions in exhaust gases under natural-gas/diesel dual-fuel combustion / Fuel, Volume 290, 2021, 120009, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.120009>.
3. Karthik Nithyanandan, Yilu Lin, Robert Donahue, Xiangyu Meng, Jiaxiang Zhang, Chia-fon F. Lee. Characterization of soot from diesel-CNG dual-fuel combustion in a CI engine/Fuel, Volume 184, 2016, Pages 145-152, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.03.004>.

fuel.2016.06.028.

4. Sunyounp Lee, Changgi Kim, Seokhwan Lee, Jeongwoo Lee, Junghwan Kim. Diesel injector nozzle optimization for high CNG substitution in a dual-fuel heavy-duty diesel engine / Fuel, Volume 262, 2020, 116607, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116607>.

5. Nithyanandan, K., Zhang, J., Li, Y., Meng, X., Donahue, R., Lee, C., and Dou, H. (February 22, 2016). "Diesel-Like Efficiency Using Compressed Natural Gas/Diesel Dual-Fuel Combustion." ASME. J. Energy Resour. Technol. September 2016; 138(5): 052201. <https://doi.org/10.1115/1.4032621>.

6. Olsen, J., Crookes, R. J., and Bob-Manuel, K. D. H., 2007, "Experiments in Dual Fuelling a Compression Ignition Engine by Injecting Di-Methyl Ether as a Pilot Fuel to Ignite Varying Quantities of Natural Gas / SAE Technical Paper No. 2007-01-3624.

7. Namasivayam, A. M., Korakianitis, T., Crookes, R. J., Bob-Manuel, K. D. H., and Olsen, J., 2010, "Biodiesel, Emulsified Biodiesel and Dimethyl Ether as Pilot Fuels for Natural Gas Fuelled Engines / Appl. Energy, 87(3), pp. 769–778.

8. Zhongshu Wang, Fangyuan Zhang, Ye Xia, Dan Wang, Yun Xu, Guizhi Du. Combustion phase of a diesel/natural gas dual fuel engine under various pilot diesel injection timings/ Fuel, Volume 289, 2021, 119869, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119869>.

9. Bo Yang, Le Ning, Bing Liu, Guyu Huang, Yanxing Cui, Ke Zeng. Comparison study the particulate matter characteristics in a diesel/natural gas dual-fuel engine under different natural gas-air mixing operation conditions / Fuel, Volume 288, 2021, 119721, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119721>.

10. Hassan Sadah Muhssen, Siti Ujila Masuri, Barkawi Bin Sahari, Abdul Aziz Hairuddin. Design improvement of compressed natural gas (CNG)-Air mixer for diesel dual-fuel engines using computational fluid dynamics / Energy, Volume 216, 2021, 118957, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118957>.

11. Momenimovahed A, Liu F, Thomson KA, Smallwood GJ, Guo H. Effect of fuel composition on properties of particles emitted from a diesel–natural gas dual fuel engine. International Journal of Engine Research. 2021; 22(1):77-87. doi:10.1177/1468087419846018.

12. Chia-fon Lee; Yuxin Pang; Han Wu; Juan J.Hernández; Saifei Zhang; FushuiLiu. The optical investigation of hydrogen enrichment effects on

combustion and soot emission characteristics of CNG/diesel dual-fuel engine // Fuel. Volume 280, 15 November 2020, 118639. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118639>

13. Song JT; Feng ZX; Lv JY; Zhang HL. Experimental Study on Combustion and Performance of a Natural Gas-Diesel Dual-Fuel Engine at Different Pilot Diesel Injection Timing // Oct 2020, 12(5): 051013. <https://doi.org/10.1115/1.4046011>

14. Bayat Y; Ghazikhani M. Experimental investigation of compressed natural gas using in an indirect injection diesel engine at different conditions // Journal of Cleaner Production. Volume 271, 20 October 2020, 122450. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.122450>

15. Jinwen You; Zhongchang Liu; Zhongshu Wang; Dan Wang; Yun Xu. Experimental analysis of inert gases in EGR on engine power and combustion characteristics in a stoichiometric dual fuel heavy-duty natural gas engine ignited with diesel// Applied Thermal Engineering. Volume 180, 5 November 2020, 115860. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115860>

16. Кочетков, М.Н., Овчинников Е.В., Родионов А.В., Родионов А.В., Уютов С.Ю., Савельев Г.С. Способы устранения детонации при работе дизеля на сжиженном углеводородном газе по газодизельному процессу // В сб.: Будущее машиностроения России. Сборник докладов десятой Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (с международным участием). М.: 2017. - С. 283-286.

17. D. Jung, N. Iida Closed-loop control of HCCI combustion for DME using external EGR and rebreathed EGR to reduce pressure-rise rate with combustion-phasing retard/ Appl Energy, 138 (2015), pp. 315-330, 10.1016/j.apenergy.2014.10.085.

18. J.E. Dec, M. Sjöberg, W.T. Hwang Isolating the effects of EGR on HCCI heat-release rates and NOx emissions / SAE Int J Engines, 2 (2) (2010), pp. 58-70, 10.4271/2009-01-2665.

19. M.M. Abdelaal, A.H. Hegab Combustion and emission characteristics of a natural gas-fueled diesel engine with EGR / Energy Convers Manage, 64 (2012), pp. 301-312.

20. Zihao Liu, Arash M. Dizqah, Jose M. Herreros, Joschka Schaub, Olivier Haas. Simultaneous control of NOx, soot and fuel economy of a diesel engine with dual-loop EGR and VNT using economic MPC / Control Engineering Practice, Volume 108, 2021,104701, <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2021.104701>

org/10.1016/j.conengprac.2020.104701.

21. Развитие конструкции газовых двигателей (по материалам конгресса CIMAC) // Двигателестроение. - 2020. - № 3. - С. 35-53.

SUPPLY SYSTEM OF LIQUID GAS-ENGINE FUEL TO DIESEL ENGINE COMBUSTION CHAMBER

Ovchinnikov E.V., Uytov S. Yu., Kryuchkov V.A.

FSBSI FSAC VIM (Federal Scientific Agroengineering Center VIM)

109428 Moscow 1st Institutskiy dr., 5, tel. +7 (909) 945-05-66; e-mail: evo-xpro-info@yandex.ru

Key words: liquid gas, diesel engine, adaptation system, nitrogen oxides, ecological parameters.

The existing methods of diesel engine start up using gas engine fuel imply either introduction of design changes to implement spark ignition, or maintaining the supply of a certain proportion of diesel fuel in the air-gas mixture. The second method is more preferable, since it leaves the possibility of an easy return to the initial state, allows work only on the diesel process and does not require significant changes in the design. This method attracts the greatest attention of modern researchers, however, the final technical solutions and methods of work on such a gas-diesel process have not yet been developed, and the existing practices are expensive to implement or are not effective enough. The issues of ensuring high ecological parameters also remain in abeyance. Studies show that in order to reduce nitrogen oxide emissions, it is necessary to achieve the elimination of residual oxidant in combustion products, which is possible due to formation of a stoichiometric mixture in the cylinder. For this purpose, as well as to increase the overall combustion efficiency and improve the thermal balance of the engine, the authors propose a system for injecting gas in the liquid phase directly into the combustion chamber at the compression stroke. The described system assumes the maximum usage of standard engine components of MMZ D-245 type with seats for glow plugs in the cylinder head, where nozzles for supplying liquid gas will be installed. In this case, gas injection is possible by standard means of the Common rail system. Concurrently, there are already the necessary technical solutions that improve the operation control of the injection pump and ensure prevention of detonation combustion. The appropriate balance of the amount of both fuel types is calculated according to the known relationships. The analysis of the results of early studies showed that such a scheme deserves attention. Thus, the authors substantiated the currently absent approach, which makes it possible to improve the environmental performance of an engine operating on a gas-diesel process, implemented by available means.

Bibliography:

1. An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle / M. U. Aslam, H. H. Masjuki, M. A. Kalam, H. Abdesselam, T. M. I. Mahlia, M. A. Amalina // *Fuel*. - 2006. - Vol. 85, iss. 5-6. - P. 717-724. - URL: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2005.09.004>.
2. Characteristics of non-methane hydrocarbons and methane emissions in exhaust gases under natural-gas / diesel dual-fuel combustion / Seokhwan Lee, Changgi Kim, Sunyoup Lee, Sechul Oh, Junghwan Kim, Jeongwoo Lee // *Fuel*. - 2021. - Vol. 290. - P. 120009. - URL: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.120009>.
3. Characterization of soot from diesel-CNG dual-fuel combustion in a CI engine / Karthik Nithyanandan, Yilu Lin, Robert Donahue, Xiangyu Meng, Jiayang Zhang, Chia-fon F. Lee // *Fuel*. - 2016. - Vol. 184. - P. 145-152. - URL: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.06.028>.
4. Diesel injector nozzle optimization for high CNG substitution in a dual-fuel heavy-duty diesel engine / Sunyoup Lee, Changgi Kim, Seokhwan Lee, Jeongwoo Lee, Junghwan Kim // *Fuel*. - 2020. - Vol. 262. - P. 116607. - URL: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116607>.
5. Diesel-Like Efficiency Using Compressed Natural Gas (February 22, 2016) / K. Nithyanandan, J. Zhang, Y. Li, X. Meng, R. Donahue, C. Lee, H. Dou // *Diesel Dual-Fuel Combustion*. ASME. *J. Energy Resour. Technol.* - 2016. - September 138 (5). - P. 052201. - URL: <https://doi.org/10.1115/1.4032621>.
6. Olsen, J. Experiments in Dual Fuelling a Compression Ignition Engine by Injecting Di-Methyl Ether as a Pilot Fuel to Ignite Varying Quantities of Natural Gas. SAE Technical Paper No. 2007-01-3624 / J. Olsen, R. J. Crookes, K. D. H. Bob-Manuel. - 2007.
7. Biodiesel, Emulsified Biodiesel and Dimethyl Ether as Pilot Fuels for Natural Gas Fuelled Engines / A. M. Namasivayam, T. Korakianitis, R. J. Crookes, K. D. H. Bob-Manuel, J. Olsen // *Appl. Energy*. - 2010. - 87 (3). - P. 769-778.
8. Combustion phase of a diesel / natural gas dual fuel engine under various pilot diesel injection timings / Zhongshu Wang, Fangyuan Zhang, Ye Xia, Dan Wang, Yun Xu, Guizhi Du // *Fuel*. - 2021. - Vol. 289. - P. 119869. - URL: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119869>.
9. Comparison study the particulate matter characteristics in a diesel / natural gas dual-fuel engine under different natural gas-air mixing operation conditions / Bo Yang, Le Ning, Bing Liu, Guyu Huang, Yanxing Cui, Ke Zeng // *Fuel*. - 2021. - Vol. 288. - P. 119721. - URL: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119721>.
10. Design improvement of compressed natural gas (CNG) -Air mixer for diesel dual-fuel engines using computational fluid dynamics / Hassan Sadah Muhssen, Siti Ujila Masuri, Barkawi Bin Sahari, Abdul Aziz Hairuddin // *Energy*. - 2021. - Vol. 216. - P. 118957. - URL: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118957>.
11. Effect of fuel composition on properties of particles emitted from a diesel – natural gas dual fuel engine / A. Momenivahed, F. Liu, K. A. Thomson, G. J. Smallwood, H. Guo // *International Journal of Engine Research*. - 2021. - 22 (1). - R. 77-87. doi: 10.1177 / 1468087419846018.
12. The optical investigation of hydrogen enrichment effects on combustion and soot emission characteristics of CNG / diesel dual-fuel engine / Chia-fon Lee, Yuxin Pang, Han Wu, Juan J. Hernández, Saifei Zhang, Fushui Liu // *Fuel*. - 2020. - Vol. 280. - November 15. - P. 118639. - URL: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118639>.
13. Experimental Study on Combustion and Performance of a Natural Gas-Diesel Dual-Fuel Engine at Different Pilot Diesel Injection Timing / J. T. Song, Z. X. Feng, J. Y. Lv, H. L. Zhang // *Oct*. - 2020. - 12 (5). - P. 051013. - URL: <https://doi.org/10.1115/1.4046011>.
14. Bayat, Y. Experimental investigation of compressed natural gas using in an indirect injection diesel engine at different conditions / Y. Bayat, M. Ghazikhani // *Journal of Cleaner Production*. - 2020. - Vol. 271, October 20. - P. 122450. - URL: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.122450>.
15. Experimental analysis of inert gases in EGR on engine power and combustion characteristics in a stoichiometric dual fuel heavy-duty natural gas engine ignited with diesel / Jinwen You, Zhongchang Liu, Zhongshu Wang, Dan Wang, Yun Xu // *Applied Thermal Engineering*. - 2020. - Vol. 180, November 5. - P. 115860. - URL: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115860>.
16. Methods for eliminating detonation when a diesel engine runs on liquefied petroleum gas in a gas-diesel process / M. N. Kochetkov, E. V. Ovchinnikov, A. V. Rodionov, S. Yu. Uytov, G. S. Savelyev // *Future of mechanical engineering of Russia: collection of reports of the tenth All-Russian conference of young scientists and specialists (with international participation)*. - Moscow, 2017. - P. 283-286.
17. Jung, D. Closed-loop control of HCCI combustion for DME using external EGR and rebreathed EGR to reduce pressure-rise rate with combustion-phasing retard / D. Jung, N. Iida // *Appl Energy*. - 2015. - 138. - P. 315-330. - URL: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.10.085>.
18. Dec, J. E. Isolating the effects of EGR on HCCI heat-release rates and NOx emissions / J. E. Dec, M. Sjöberg, W. T. Hwang // *SAE Int J Engines*. - 2010. - 2 (2). - R. 58-70. - URL: <https://doi.org/10.4271/2009-01-2665>.
19. Abdelaal, M. M. Combustion and emission characteristics of a natural gas-fueled diesel engine with EGR / M. M. Abdelaal, A. H. Hegab // *Energy Convers Manage*. - 2012. - 64. - P. 301-312.
20. Simultaneous control of NOx, soot and fuel economy of a diesel engine with dual-loop EGR and VNT using economic MPC / Zihao Liu, Arash M. Dizqah, Jose M. Herreros, Joschka Schaub, Olivier Haas // *Control Engineering Practice*. - 2021. - Vol. 108. - R. 104701. - URL: <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2020.104701>.
21. URL: <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2020.104701>.
22. Design development of gas engines (based on the materials of CIMAC congress) // *Engine design*. - 2020. - № 3. - P. 35-53.