УДК 62-61

Теоретические исследования парообразования природного газа воздушно-метановой смеси в цилиндре дизельного двигателя

Сторожев И.И., Романов С.В., Алушкин Т.Е., Пальянов А.Т.

Государственный аграрный университет Северного Зауралья

Аннотация

В данной статье приведены теоретические исследования парообразования природного газа воздушно-метановой смеси в цилиндре дизельного двигателя. Исследования выполнены с целью поиска рационального объема подаваемого метана в цилиндр дизельного двигателя. Проведя тепловой расчет рабочих процессов газового двигателя, получили размер капли газа, подаваемый в цилиндр двигателя (размер капли не более 0,405 мм). Оценив экспериментальные исследования, проведенные в этой области, выявлена зависимость диаметра сопла форсунки и диаметра капли газа. Определено, что при перепаде давления на газовой форсунке равном 0,2 МПа диаметр капли газа практически совпадает с диаметром сопла форсунки. На основании этого принят диаметр сопла распылителя газовой форсунки не более 0,35...0,4 мм. Таким образом определить оптимальный объем подаваемого газа и оценить реальную картину происходящих процессов в цилиндре дизельного двигателя можно только проверив представленные теоретические зависимости результатами соответствующих экспериментальных исследований.

Ключевые слова: ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, РАБОЧЕЕ ТЕЛО, ТОПЛИВО, ПАРООБРАЗОВАНИЕ, ГАЗ, ГОРЕНИЕ

Введение

Рабочим телом называется вещество, при помощи которого осуществляется рабочий цикл двигателя. Для автомобильных газовых двигателей рабочее тело состоит из атмосферного воздуха, газообразного топлива и продуктов его сгорания. Наибольшее распространение в качестве моторного топлива получили сжиженные нефтяные газы (СНГ) и компримированный (сжатый) природный газ (КПГ), превосходящие по ряду

основных физико-химических и моторных качеств традиционные виды топлива. В широком обиходе под СНГ понимают пропан-бутановую смесь. СНГ получают преимущественно из попутного газа при добыче нефти или ее переработке на нефтеперерабатывающих заводах, а также из природного газа газоконденсатных месторождений, содержащих тяжелые углеводороды. Дополнительно эти газы также извлекают при синтезе бензина. Преимуществом СНГ перед другими видами газообразных топлив (природный газ, биогаз и т.д.) является то, что пропан-бутановая смесь при нормальной температуре и незначительном повышении давления переходит в жидкое состояние. На основании этого необходимо произвести расчет парообразования газа. При применении воздушно-метановой смеси газ вводится в цилиндр двигателя, где влага испаряется, а частицы метана сгорают, тем самым поддерживая горение в составе топлива. Согласно определению, под парообразованием понимается свойство капельных жидкостей изменять свое агрегатное состояние и превращаться в пар. Парообразование, происходящее лишь на поверхности капельной влаги, называется испарением. Парообразование по всему объему жидкости называется кипением; оно происходит при определенной температуре, зависящей от давления. Давление, при котором жидкость закипает при данной температуре, называется давлением насыщенных паров, его значение зависит от рода жидкости и ее температуры.

Количество теплоты, необходимой для парообразования газа, можно определить по формуле

$$Q = Q_1 + Q_2, \text{ Дж} \quad (1)$$

где Q_1 – теплота, затраченная на нагрев газа до температуры кипения, Дж; Q_2 – теплота парообразования, Дж.

В теплоэнергетике [1-6] теплота Q_1 получила название явной. Явная теплота – это теплота, при которой изменение количества тепла, подведенного к телу, вызывает изменение его температуры. Соответственно, теплота Q_2 получила название скрытой.

Скрытая теплота парообразования (конденсации) расходуется на изменение агрегатного состояния вещества (тела), однако температура тела остается постоянной, так как не изменяется его внутренняя кинетическая энергия. Отсюда, удельная скрытая теплота парообразования представляет собой количество энергии, которую одна единица жидкости поглощает при переходе от газообразного состояния к парообразному или

отдает при переходе от парообразного состояния к жидкому. Величина скрытой теплоты парообразования для разных газов различна. Кроме того, как и в случае с температурой насыщения, скрытая теплота парообразования значительно изменяется при изменении давления. Как правило, при повышении давления температура насыщения газа увеличивается, а его скрытая теплота парообразования уменьшается.

Таким образом, при парообразовании газа присутствует как явная теплота, так и скрытая. Причем последняя может достигать величины, в некоторых случаях превосходящей явную теплоту. Схематично процесс парообразования газа представлен на рис. 1.

Рис. 1. Диаграмма процесса парообразования газа

На участке диаграммы A-B происходит нагрев газа от температуры T_0 до температуры кипения T_k . При этом все тепло, подведенное к газу, используется для повышения его температуры. Участок диаграммы B-C демонстрирует процесс кипения газа. При этом все тепло, подведенное к газу, расходуется на преобразование его в пар, температура при этом остается постоянной, равной температуре кипения. Участок диаграммы C-D показывает, что вся влага в газе превратилась в пар (выкипела), и подводимое тепло расходуется на повышение температуры пара. На величину температуры кипения в значительной степени влияет давление.

Явная теплота, затраченная на нагрев газа до температуры кипения воды, может быть определена как

$$Q_1 = m \cdot c \cdot (T_k - T_0), \text{ Дж} \quad (2)$$

где c – удельная теплоемкость газа, Дж/м³ (·К); m – масса газа, м³; T_k – температура кипения газа при определенном давлении, К; T_0 – начальная температура газа, К.

Следует отметить, что изменение температуры газа влияет на его удельную теплоемкость (табл. 1). Как правило, с ростом температуры вещества возрастает и его удельная теплоемкость. Однако, газ ведет себя несколько иначе. До температуры 36,8 °С его теплоемкость снижается, затем возрастает. Поэтому она одинакова, например, при температуре 25°С и 45°С, при 10°С и 74°С.

Таблица 1. Удельная теплоемкость метана

Температура, °С	Агрегатное состояние	Удельная теплоёмкость в, газа кДж/(м ³ ·К)
– 60	Холодный метан	1,964
– 20	Охлажденный метан	2,276
– 10	Чистый метан	2,329
0	Чистый метан	2,382
10	Чистый метан	2,435
20	Чистый метан	2,488
40	Чистый метан	2,616
60	Чистый метан	2,776
80	Чистый метан	2,972
100	Чистый метан	3,208

Применительно к тепловому расчету двигателя внутреннего сгорания, где исследуемый интервал температур находится в пределах от 20 до 3500 °С, в диапазоне температур от 0 до 100 °С изменения удельной теплоемкости газа не превышают 1% (0,95%). На рис. 2 представлены эмпирические зависимости изменения удельной теплоемкости метана, полученные на основании данных таблицы 1. На основании изложенного можно допустить, что при проведении теплового расчета дизельного двигателя в газовом процессе в данном диапазоне температур, удельную теплоемкость газа можно принять постоянной, равной 4,1868 кДж/(м³·К) или 1 ккал/(м³·К). Нужно также отметить, что при проведении теплового расчета рабочих процессов в двигателе внутреннего сгорания в зависимости от количественной единицы тела, к которому подводится теплота, различают массовую, объемную и мольную теплоемкости.

Рис. 2. График зависимости удельной теплоемкости газа

Массовая теплоемкость – это теплоемкость, отнесенная к единице массы рабочего тела,

$$c = \frac{C}{m}, \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}} \quad (3)$$

где C – теплоемкость рабочего тела, Дж/К.

Объемная теплоемкость – теплоемкость, отнесенная к единице объема рабочего тела,

$$c' = \frac{C}{V} = c \cdot \rho, \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}} \quad (4)$$

где V и ρ – объем и плотность рабочего тела.

Мольная теплоемкость – теплоемкость, отнесенная к количеству рабочего тела (газа) в молях,

$$c_{\mu} = \frac{C}{n}, \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}} \quad (5)$$

где n – количество газа в молях.

Массовая и мольная теплоемкости связаны следующим соотношением:

$$c = \frac{c_{\mu}}{\mu}, \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}} \quad (6)$$

или

$$c_{\mu} = \mu \cdot c, \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}} \quad (7)$$

где μ – молекулярная масса.

Объемная теплоемкость газов выражается через мольную как

$$c' = \frac{c_{\mu}}{V_{\mu}}, \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}} \quad (8)$$

или

$$c_{\mu} = c' \cdot V_{\mu}, \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}} \quad (9)$$

где $V_{\mu} = 22,4 \frac{\text{м}^3}{\text{моль}}$ – мольный объем газа при нормальных условиях.

Анализ литературных источников [7, 8] показал, что значение удельной теплоты парообразования при температуре кипения можно с достаточной точностью определить расчетными методами. Удельная теплота парообразования может быть использована при расчете общего количества теплоты, затраченной на парообразование некоторого количества вещества. В частности, теплота, затраченная на парообразование газа, может быть определена по формуле

$$Q_2 = L \cdot m, \text{Дж} \quad (10)$$

где L – удельная теплота парообразования, Дж/м³; m – масса газа, м³.

Удельная теплота парообразования – физическая величина, характеризующая количество теплоты, которое необходимо сообщить 1 м³ вещества, взятому при температуре кипения, чтобы перевести его из жидкого состояния в газообразное. Нужно отметить, что удельная теплота парообразования численно равна удельной теплоте конденсации, выделяемой при конденсации пара, взятого при температуре кипения, в жидкость.

Очевидно, что удельная теплота парообразования (конденсации) может также быть вычислена по формуле

$$L = \frac{Q}{m}, \text{Дж/м}^3 \quad (11)$$

Удельная теплота парообразования газа при кипении составляет 2256 кДж/ м³. В двигателях внутреннего сгорания, с учетом сложности протекающих процессов, для

технических расчетов удельную теплоту парообразования принимают несколько большей, равной 2512 кДж/м³. Достаточно высокая удельная теплота парообразования также объясняется большим количеством водородных связей и их разветвленной структурой, которые разрушаются при парообразовании.

Другой сложностью, которая возникает при тепловом расчете подачи газа в ДВС, является определение максимальной цикловой подачи газа, которая может быть подана в цилиндр двигателя внутреннего сгорания. Максимальное количество влаги по отношению к газу (по сути, конденсата этого же газа) не может быть больше того, когда вся влага полностью испарится в газе и относительная влажность газа станет 100 %, так как при превышении порога относительной влажности свыше 100 % распыляемая влага перестанет испаряться в газ. Вместе с тем, судя по диаграмме фазовых превращений газа, при температурах свыше 647,3 К и давлении ниже 22,064 МПа метан может существовать только в виде пара, а это как раз условия, при которых работает ДВС. Исходя из этого, гипотетически, объем метана может быть ограничен лишь объемом камеры сгорания. Однако это не так. Исследования [1, 9–11] показывают, что рациональный объем подачи метана в значительной степени зависит от конструкции двигателя. Поэтому, поиск рационального объема подаваемого метана станет одной из задач экспериментальных исследований.

Сложность расчётов определяется ещё и тем, что в результате распыления меняется как плотность газа, так и его теплоёмкость. Кроме того, в общепринятых методиках расчета принимается, что испарение влаги происходит в абсолютно сухом газе и при атмосферном давлении. В нашем же случае испарение происходит при повышенном переменном давлении и в присутствии уже образовавшегося как в процессе горения, так и поступившего со свежим зарядом водяного пара. Причем свойства перегретого и насыщенного пара существенно отличаются от свойств идеальных газов, где зависимость между параметрами p , v и T устанавливается уравнением состояния, которое известно, как уравнение (закон) Менделеева-Клапейрона

$$p \cdot v = \frac{m}{\mu} R \cdot T \quad (12)$$

где p – давление, Па; v – объем, м³; m – масса вещества, м³; μ – молярная масса, моль; R – универсальная газовая постоянная, $R = 8,314$ Дж/ (моль К); T – абсолютная

температура, К.

Анализ уравнения состояния показывает, что любые два из его параметров однозначно определяют третий. В нашем же случае это далеко не очевидно. Соотношения между параметрами p , v и T перегретых и насыщенных паров значительно сложнее, чем уравнение состояния идеального газа. Зависимости температуры насыщенного пара и удельной теплоты парообразования от давления в диапазоне температур свыше $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, полученные на основе данных [2], представлены на рис. 3 и 4.

Рис. 3. Зависимость температуры насыщенного пара от величины абсолютного давления при температуре свыше $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ и абсолютном давлении более $1,0\text{ kgf/cm}^2$

Рис. 4. Зависимость удельной теплоты парообразования от величины абсолютного

давления при температуре свыше 100 °С и абсолютном давлении более 1,0 кгс/см²

Таким образом, расчет еще более усложняется. Кроме того, рабочий процесс в газовом двигателе – динамичный процесс, и для того, чтобы подача метана в цилиндр ДВС сыграла свою положительную роль, необходимо, чтобы время испарения влаги и горения газа не превышало времени одного такта работы двигателя.

Время, затраченное на совершение одного такта работы четырехтактного дизельного двигателя с газовым процессом, может быть определено из зависимости

$$t_{\tau} = \frac{30}{n}, \text{ с} \quad (13)$$

где n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹.

Для двигателя Д-245 номинальная частота вращения коленчатого вала составляет 2200 мин⁻¹. Отсюда

$$t_{\tau} = \frac{30}{2200} = 0,0136 \text{ с}.$$

С другой стороны, скорость испарения влаги в значительной степени зависит от качества распыла, определяемого размером капли жидкости. Известна эмпирическая зависимость [12], позволяющая связать время испарения с размерами капли

$$t_{\kappa\theta} = \frac{3600 \cdot \rho_{\kappa} \cdot L}{8 \cdot \lambda_{\kappa} \cdot \Delta t} d^2, \text{ с} \quad (14)$$

где $t_{\kappa\theta}$ – время полного испарения капли воды, с; ρ_{κ} – плотность газа, м³/дм³; L – удельная энергия парообразования, кДж/м³; λ_{κ} – теплопроводность газа, Дж/м³·К; d – диаметр капли, м; Δt – средняя разница температур между газом и водой, К.

Приняв $t_{\tau} = t_{\kappa\theta}$ и преобразовав данную зависимость относительно диаметра капли, получим новую зависимость, позволяющую определить минимальный (критический) размер капель подачи газа

$$d = \sqrt{\frac{t_{\tau} \cdot 8 \cdot \lambda_{\kappa} \cdot \Delta t}{3600 \cdot \rho_{\kappa} \cdot L}}, \text{ м} \quad (15)$$

Исходя из результатов теплового расчета рабочих процессов газового двигателя и приняв плотность метана, равной $\rho_{\kappa} = 0,95 \text{ м}^3/\text{дм}^3$, удельную энергию парообразования – $L = 2512 \text{ кДж/м}^3$, теплопроводность газа – $\lambda_{\kappa} = 0,026 \text{ Дж/м}^3 \cdot \text{К}$, среднюю разницу температур между газом и водой – $\Delta t = 500 \text{ К}$, получим

$$d = \sqrt{\frac{0,0136 \cdot 8 \cdot 0,026 \cdot 500}{3600 \cdot 0,95 \cdot 2512}} = 4,05 \cdot 10^{-4}, \text{ м}$$

Таким образом, газ, подаваемый в цилиндр двигателя, должен иметь размер капли не более 0,405 мм.

Согласно экспериментальным исследованиям, проведенным П.И. Воропай, и А.А. Шленовым [13], при перепаде давления на газовой форсунке равном 0,2 Мпа диаметр капли газа практически совпадает с диаметром сопла форсунки. На основании этих исследований можно первоначально принять диаметр сопла распылителя газовой форсунки не более 0,35...0,4 мм.

Вместе с тем, напомним, что процесс испарения влаги происходит с постоянно меняющимися характеристиками [14, 15], как самого рабочего тела, так и условий внутри цилиндра двигателя, что приводит к достаточно грубым допущениям. Определить оптимальный объем подаваемого газа и оценить реальную картину происходящих процессов можно, только проверив представленные выше теоретические зависимости результатами соответствующих экспериментальных исследований.

Список использованных источников

- 1 Александров А.А., Орлов К.А., Очков В.Ф. Теплофизические свойства рабочих веществ теплоэнергетики: Справочник. - Москва: Издат. дом МЭИ, 2009. – 223 с.
- 2 Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1980. – 424 с.
- 3 Свойства насыщенного пара [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: http://vsevtmpe.spb.ru/tehnicheskaya_informatsiya/svoystva_para/
- 4 Сизов В.П., Южаков А.А., Капгер И.В. Использование теплоты уходящих газов в промышленных котельных работающих на газу [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=2643
- 5 Старцев А.В., Романов С.В., Вагин Д.В. Теоретические аспекты парообразования воды в цилиндре дизельного двигателя Д-240 // Материалы ЛПН международной научно-технической конференции "Достижения науки – агропромышленному производству". Ч.3. – Челябинск: ЧГАА, 2014. – С. 186–192.
- 6 Старцев А.В., Романов С.В., Вагин Д.В. Парообразование воды в цилиндре дизельного двигателя Д-240 при использовании водной инъекции // Роль науки в развитии общества: сборник статей Международной научно-практической конференции. – 17.04.2014 г.: Ч.2. – Уфа: Аэтерна, 2014. – С. 65–71.

- 7 Бретшнайдер С. Свойства газов и жидкостей. – М.-Л.: Химия, 1966. – 537 с.
- 8 Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей. – Л.: Химия, 1982. – 592 с.
- 9 Сторожев И.И. Повышение топливной экономичности тракторов МТЗ-80/82 на сельскохозяйственных работах за счет использования водно-воздушной смеси: автореферат дис... канд. техн. наук: 05.20.01. – Челябинск. - 2011. – 161 с.
- 10 Сторожев И.И. Повышение топливной экономичности тракторов МТЗ-80/82 на сельскохозяйственных работах за счет использования водно-воздушной смеси: автореферат дис... канд. техн. наук: 05.20.01. – Челябинск. - 2011. – 24 с.
- 11 Сторожев И.И., Старцев А.В. Результаты лабораторных исследований топливной экономичности двигателя Д-240 при работе на многокомпонентном топливе // Научно-методический журнал «Вестник ТГСХА». – 2009. - №3 (10). – Тюмень: ТГСХА, 2009. – С. 144–148.
- 12 Хоблер Т. Теплопередача и теплообменники. – Л.: Государственное научное издание химической литературы, 1961. – 626 с.
- 13 Воропай П.И., Шленов А.А. Повышение надежности и экономичности поршневых компрессоров. – М.: Недра, 1980. – 361 с.
- 14 Быстров О.И. Повышение экономических и экологических показателей дизеля путем реализации комбинированного шеститактного цикла: автореферат дис... канд. техн. наук: 05.04.02. – Челябинск. - 2008. – 157 с.
- 15 Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: Учебное пособие для вузов. - 11-е изд., стереотипное. Перепечатка с изд. 1987 г. – М.: ООО «РусМедиаКонсалт», 2004. – 576 с.

=====

Цитирование:

Сторожев И.И., Романов С.В., Алушкин Т.Е., Пальянов А.Т. Теоретические исследования парообразования природного газа воздушно-метановой смеси в цилиндре дизельного двигателя [Электрон. ресурс] // АгроЭкоИнфо: Электронный научно-производственный журнал. – 2021. – №6. – Режим доступа: http://agroecoinfo.ru/STATYI/2021/7/st_001.pdf. DOI: <https://doi.org/10.51419/20217001>.