

УДК 621.43

ВЛИЯНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ ВОДЯНОГО ПАРА НА УДЕЛЬНУЮ ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗО-ВОДЯНОЙ СМЕСИ ПРИ СГОРАНИИ В ДВС

¹Рыжиков В.В., ²Туркеничева О.А., ¹Батыщев Д.Ю.

¹Институт сферы обслуживания и предпринимательства (филиал), Донской государственной
технической университет, Шахты, e-mail: rigikov54@mail.ru, batyshhev@bk.ru;

²Ростовский государственный университет путей сообщения,
Ростов, e-mail: Olgat-59@rambler.ru

Разработана система подачи газо-водяной топливной смеси во впускной трубопровод двигателя автомобиля. Удельная теплоемкость продуктов горения оказывает существенное влияние на распространение температуры в цилиндре. Элементарный состав газовых составляющих неизбежно влияет на изменение теплоемкости при нагреве газовой смеси и горении ее в цилиндре. Разработана математическая модель, описывающая процесс горения теплоемкости газо-водяной смеси в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания. В результате компьютерного моделирования определены оптимальные параметры процесса горения с учетом изменения теплоемкости рабочей смеси. При горении газового топлива без добавления водяного пара, происходит увеличение температуры, начиная от очага искрообразования. При добавлении водяного пара в газовую смесь в количестве 22% имеет место максимум температуры и дальнейшее её снижение. В этом случае снижается тепловая нагруженность и повышается экономичность ДВС.

Ключевые слова: двигатели внутреннего сгорания, удельная теплоемкость, теплота парообразования, газо-водяная смесь, температура сгорания, рабочий цикл, математическое моделирование

EFFECT OF CONCENTRATION ON STEAM SPECIFIC HEAT OF GAS AND WATER MIXTURE DURING THE COMBUSTION IN ENGINES

¹Ryzhikov V.V., ²Turkenicheva O.A., ¹Batyshev D.Yu.

¹Service Sector and Entrepreneurship Institute (branch) Don State Technical University,
Shakhty, e-mail: rigikov54@mail.ru, batyshhev@bk.ru;

²Rostov State University of Railway Engineering, Rostov, e-mail: Olgat-59@rambler.ru

A delivery system of the gas-water fuel mixture into the car's inlet manifold is developed. The heat capacity per unit mass of combustion products has a great impact on the temperature dissemination in the cylinder. The ultimate composition of gas components inevitably affects the adjustment of heating capacity during heating-up the gas mixture and burning it in the cylinder. A mathematical model, describing a combustion behavior of the heating capacity of the gas-water mixture in engine cylinders of internal combustion, is developed. As a consequence of computer modeling, optimal parameters of the combustion process with the consideration of the heating capacity's alteration of the mixture are defined. During gas fuel combustion without adding a water steam, the temperature's increasing occurs starting at the sparking focus. The peak temperature and its subsequent degradation occur with adding the water steam to the gas mixture in the amount of 22%. In this case the thermal burden gets decreased and the efficiency of ICE increased.

Keywords: engines, internal combustion, specific heat capacity, heat of vaporization, gas-water the mixture, the temperature of combustion, the working cycle, mathematical modeling

При осуществлении рабочего цикла ДВС, работающего на газо-водяной смеси, температура в конце такта сжатия T_z будет значительно ниже, чем при работе на обычном газовом топливе.

Исходя из предположения, что теплоемкость газа и воды в момент нагрева и испарения не зависят от показателя температуры в цилиндре [1, 2, 11, 12], можно сделать вывод, что эта зависимость проявляется только при достижении максимальной температуры и давления соответственно. Таким образом, можно заключить, что наряду с температурной составляющей при нагреве компонентов топливной смеси немаловажную роль в изменении теплоемкости играет нарастание давления в конце такта сжатия.

С целью обеспечения надежного воспламенения от искры и достижения оптимальной теплоты сгорания коэффициент избытка воздуха α для данного конкретного случая необходимо принять равным 1,05. В этом случае показателем молекулярной массы паров μ_T можно пренебречь [1, 3, 12], так как количество свежего заряда M_1 определяется в массовых единицах, то его значение будет определяться по формуле, справедливой для любого вида топлива:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + 1. \quad (1)$$

Однако, учитывая то, что в каждом свежем заряде в равных объемах горючего газа приходится неравное количество водяной присадки, формула для определения

величины этого заряда принимает следующий вид:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1-\psi}{\mu_T} + \frac{\psi}{\mu_{H_2O}}, \quad (2)$$

где μ_T – величина, характеризующая молярную массу паров топлива, кг/кмоль; L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива, кмоль.

Количество продуктов сгорания M_2 в частном случае, при $\alpha \geq 1$ определяется из уравнения [3, 8]:

$$M_2 = M_{CO} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}. \quad (3)$$

Количественное содержание каждого из компонентов определяется исходя из следующих формул:

$$M_{CO} = \sum n \cdot (C_n \cdot H_m \cdot O_r); \quad (4)$$

$$M_{CO} = \sum \frac{m}{2} \cdot (C_n \cdot H_m \cdot O_r); \quad (5)$$

$$M_{O_2} = 0,208 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0; \quad (6)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2. \quad (7)$$

Учитывая неравномерность распределения объема воды в свежем заряде, расчетная формула для определения количества продуктов сгорания примет следующий вид [4]:

$$M_2 = \alpha \cdot L_0 + 0,21 \cdot L_0 \cdot (1 - \alpha) + \frac{H \cdot (1 - \psi) + \psi \cdot 2/3}{4} + \frac{0 \cdot (1 - \psi) + \psi/3}{32}. \quad (8)$$

Удельная теплоемкость продуктов горения C_v оказывает существенное влияние на распространение температуры в цилиндре. В отличие от теплопроводности, которая характеризует скорость выравнивания (изменения) температуры вещества в неравновесных тепловых процессах, удельная теплоемкость определяет количество теплоты, которое необходимо подвести к единице массы вещества, чтобы нагреть его на одну единицу температуры.

Из работ [4, 7] известно, что при испарении в цилиндре вода расширяется примерно в 1700 раз, тем самым обеспечивается заполнение объема камеры сгорания. Известно, что переход вещества из одного агрегатного состояния в другое сопровождается интенсивным и скачкообразным изменением теплоемкости [2, 4, 10]. Поскольку в данном случае рассматривается возможность применения воды как присадки к горючему газу, эта точка изменения теплоемкости будет называться «точкой ки-

пения», т.е. фазовым переходом жидкости в газообразное состояние.

Так же было определено, что элементарный состав газовых составляющих неизбежно влияет на изменение теплоемкости при нагреве газовой смеси и горении ее в цилиндре [1]. Процесс горения газо-водяной смеси описывается уравнениями [8].

$$k \left(\frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dT}{dr} \right) = \frac{\alpha}{C_v \rho} (T - T_c) - \frac{Q_0}{c_v \rho} k (1 - \eta) \exp \left(-\frac{E_a}{RT} \right);$$

$$D \left(\frac{d^2 \eta}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d\eta}{dr} \right) = -k (1 - \eta) \exp \left(-\frac{E_a}{RT} \right), \quad (9)$$

где k – эффективный коэффициент температуропроводности; α – коэффициент теплообмена; ρ – плотность топливной смеси; c_v – удельная теплоемкость топливной смеси при постоянном объеме; Q_0 – тепловой эффект реакции; E_a – энергия активации; R – универсальная газовая постоянная; V – скорость топливной смеси; D – коэффициент диффузии.

Для определения теплоемкости газового топлива с учетом изменяющегося состава, выраженного в процентном соотношении, проведено компьютерное моделирование процесса горения топливной смеси с использованием пакета прикладных программ Mathcad-14 с помощью функции Odesolve [1, 12]. На рис. 1 показаны зависимости изменения температуры от пространственной координаты r для стационарного режима горения газовой смеси.

При горении газового топлива без добавления водяного пара (график 1, рис. 1) происходит увеличение температуры, начиная от очага искрообразования. При добавлении водяного пара в газовую смесь в количестве 22% имеет место максимум температуры для $r = 0,16$ м и дальнейшее её снижение (график 2, рис. 1). В этом случае снижается тепловая нагруженность и повышается экономичность ДВС. При увеличении концентрации водяного пара и повышении теплоёмкости рабочей смеси, происходит снижение температуры, при которой прекращается процесс горения топлива (график 3, рис. 1). На основе анализа данных, полученных по результатам моделирования процесса горения газо-водяной смеси на рис. 2 показан график зависимости изменения теплоемкости газо-водяной смеси для различных значений

концентраций водяного пара при постоянном объеме для различных начальных условий.

Для реализации способа питания ДВС газо-водяной смесью было разработано устройство, показанное на рис. 3.

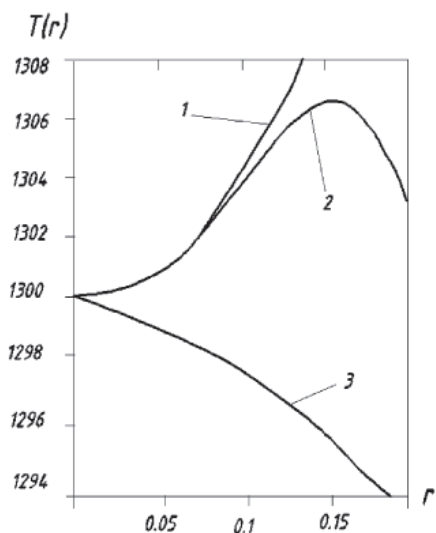


Рис. 1. Графики зависимости изменения температуры T от пространственной координаты r для стационарного режима горения газовой смеси;

- 1 – смесь горючего газа без добавления воды;
2 – смесь горючего газа с 22% концентрации водяного пара;
3 – смесь горючего газа с большой концентрацией водяного пара

Штатная комплектация системы питания бензинового двигателя, оснащенная газовой системой второго поколения, работающая на газовом топливе, дополнена системой подачи воды и четырьмя водяными форсунками. Дополнительный ряд форсунок смонтирован в воздушном коллекторе таким образом, чтобы при впрыске вода беспрепятственно попала в отверстие впускного клапана. Подачу воды для смешивания осуществляет водяной насос. Вода к форсунке подается из водяного бака через фильтр и регулятор давления. Срабатывание электромагнитных клапанов топливных и водяных форсунок не является синхронным. Из-за разницы расстояний, на которых находятся оба ряда форсунок от отверстий впускных клапанов, ряд водяных форсунок срабатывает с задержкой, равной 0,2 с. Таким образом, достигается одновременная подача горючего газа и распыленной воды в цилиндры двигателя. Благодаря давлению, развиваемому водяным насосом, вода на выходе из сопла форсунки приобретает дисперсию близкую по свойствам к воздушно-капельному туману.

С изменением времени включения водяных форсунок осуществляется изменение концентрации воды в газо-водяной смеси.

После предварительного смешивания газа и воды во впускном тракте двигателя образуется однородная топливная смесь, которая обладает более высокой теплоемкостью, чем жидкое топливо. В результате потери тепла, затрачиваемого на подогрев и испарение свежего заряда топлива, будут минимальными. Это позволит оптимизировать динамику рабочего процесса ДВС. Наряду с изменением эксплуатационных и рабочих параметров двигателя, происходит снижение эмиссии отработавших газов. Благодаря образованию более активных радикалов (окислителей) достигается лучшая полнота сгорания ароматических углеводородов, что напрямую влияет на уменьшение концентрации таких составляющих ОГ, как CO_2 , CH и NO_x .

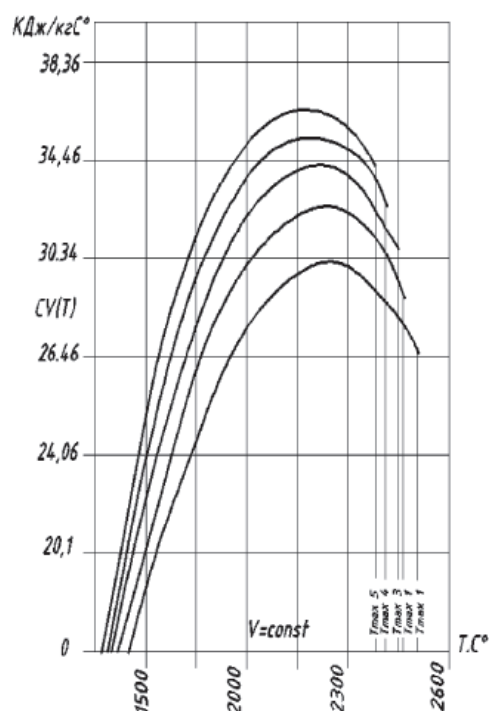


Рис. 2. Изменение теплоемкости в зависимости от количества воды в газо-водяной смеси при постоянном объеме;

- T – температура внутри цилиндра;
 CV – удельная теплоемкость;
 T_{max} 1–5 – максимальная температура в цилиндре при различной концентрации водяного пара в газо-водяной смеси

Графические зависимости, представленные на рис. 2, показывают значительную разницу в росте динамики удельной теплоемкости при подаче газо-водяной смеси в цилиндр. Также следует отметить, что с увеличением концентрации водяного пара коэффициент удельной теплоемкости C_V повышается. Однако температура горения T снижается из-за охлаждения водяным паром и теплотрат на испарение воды.

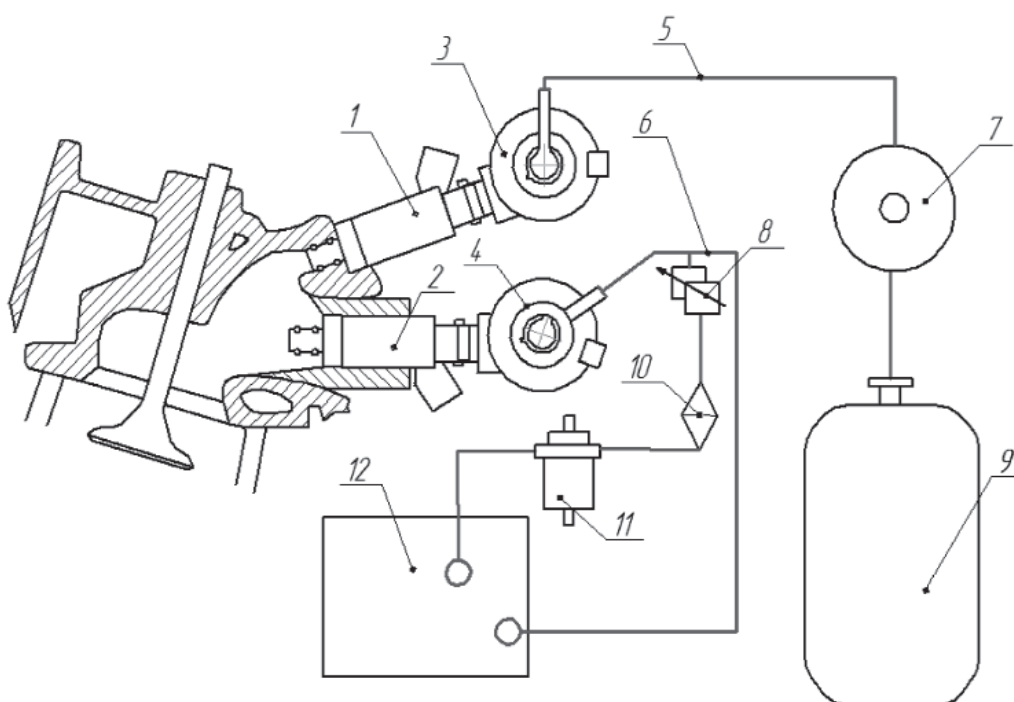


Рис. 3. Система подачи газо-воздушной смеси во впускной трубопровод двигателя автомобиля VAZ-2112:
 1 – топливная форсунка; 2 – водяная форсунка; 3 – топливная рампа; 4 – водяная рампа;
 5 – газовый трубопровод; 6 – водяной возвратный трубопровод; 7 – газовый редуктор;
 8 – регулятор давления воды; 9 – газовый баллон; 10 – водяной насос;
 11 – водяной фильтр; 12 – бак с водой

Следует отметить, что снижение пиковой температуры горения может привести к замедлению детонационного эффекта, что позволит повысить степень сжатия. Также, за счет микрокапель воды, площадь поверхности топлива в значительной мере увеличится [5, 6, 11]. Это позволяет достигнуть лучшей полноты сгорания, что в целом положительно повлияет на рабочий цикл ДВС.

Выводы

- Изменение параметров рабочего тела в цилиндрах напрямую влияет на удельную теплотворность и динамику работы ДВС в целом.
- Применение газо-водяной смеси в качестве горючего существенно повышает теплотворность рабочей смеси в цилиндре и снижает тепловую нагруженность деталей цилиндропоршневой группы.
- Оптимальная концентрация водяного пара в газо-водяной смеси составляет 22%. Это отношение воды к горючему газу применимо как к зимнему, так и

к летнему виду газового топлива. Однако полное сгорание достигается при использовании равновесного состава продуктов реакции, обеспечивающих наибольшую удельную теплотворность.

- Из этого можно заключить, что наиболее явный эффект от применения газо-водяной смеси будет в лучшей степени реализован при использовании обедненного газового топлива.

Список литературы

1. Батышев Д.Ю. Системы распределенного впрыска газа с подачей воды в цилиндры / Д.Ю. Батышев, В.А. Рыжиков // Грузовик. – М., 2014. – № 7. – С. 2–4.
2. Лapidус А.Л. Природный газ как моторное топливо Текст / А.Л. Лapidус, И.Ф. Крылов, Б.П. Тонконогов // Химия и технология топлив и масел. – 2005. – № 3. – С. 3–8.
3. Лебедев О.Н. Методы улучшения смесеобразования в судовых четырехтактных дизелях. – Новосибирск: Наука, 1973. – 100 с.
4. Ленин И.М. Автомобильные и тракторные двигатели / И.М. Ленин, К.Г. Попык, О.М. Малашкин и др.; под ред. И.М. Ленина. – М.: высш. школа, 1969. – 656 с.
5. Автомобиль ЗИЛ-138А. Дополнение к руководству по эксплуатации газобаллонных автомобилей ЗИЛ-130А. – Л.: Машиностроение, 1985. – 63 с.

6. Бирюков А.Л. Улучшение эксплуатационных и экологических показателей бензиновых двигателей путем применения топливно-водяных смесей: дис. ... канд. тех. наук:05.04.02. – М., 2011. – 177 с.

7. Экспериментальное исследование детонации в двигателях с искровым зажиганием: сборник научных статей. – Институт машиностроения. Институт химической физики. АН СССР, 1951. – 239 с.

8. Borowski A. Hydraulikeinheit zur Zylinderkopfverstellung des SVC-Ottomotors / A. Borowski, A. Kleist, U. Langer // MTZ. – 2002. – № 1. – P. 38–3.

9. Kudlicza P. Benziner hoit gegenüber dem Diesel auf, ohne ihn zuerreichen // VDI-Nachr. – 2001. – № 40. – P. 20.

10. Lewis J.M., Tierney W.T. United Parcel Service Applies Texaco Stratified Charge Engine Technology to Power Parcel Delivery Vans Progress Report Text / J.M. Lewis, W.T. Tierney // SAE paper 801429. – 1980. – 10 p.

11. Chicos R. Hydrocarbon Processing // Am J. – 1984. – P. 121–125.

References

1. Batyshhev D.Ju. Sistemy raspredelennogo vpryska gaza s podachej vody v cilindry / D.Ju. Batyshhev, V.A. Ryzhikov // Gruzovik. M., 2014. no. 7. pp. 2–4.

2. Lapidus A.L. Prirodnyj gaz kak motornoe toplivo / A.L. Lapidus, I.F. Krylov, B.P. Tonkonogov // Himija i tehnologija topliv i masel. 2005. no. 3. pp. 3–8.

3. Lebedev O.N. Metody uluchshenija smeseobrazovanija v sudovyh chetyrehtaktnyh di-zeljah. Novosibirsk: Nauka, 1973. 100 p.

4. Lenin I.M. Avtomobilnye i traktornye dvigateli / I.M. Lenin, K.G. Popyk, O.M. Malashkin i dr.; pod red. I.M. Lenina. M.: vyssh. shkola, 1969. 656 p.

5. Avtomobil ZIL-138A. Dopolnenie k rukovodstvu po jekspluatacii gazoballonnyh avtomobilja ZIL-130A. L.: Mashinostroenie, 1985. 63 p.

6. Birjukov A.L. Uluchshenie jekspluatacionnyh i jekologicheskikh pokazatelej benzi-novyh dvigatelej putem primenenija toplivno-vodjanyh smesej: dis. ... kand. teh. na-uk:05.04.02. M., 2011. 177 p.

7. Jeksperimentalnoe issledovanie detonacii v dvigateljah s iskrovym zazhiganiem: sbornik nauchnyh statej. Institut mashinostroenija. Institut himicheskoj fiziki. AN SSSR, 1951. 239 p.

8. Borowski A. Hydraulikeinheit zur Zylinderkopfverstellung des SVC-Ottomotors / A. Borowski, A. Kleist, U. Langer // MTZ. 2002. no. 1. pp. 38–3.

9. Kudlicza P. Benziner hoit gegenüber dem Diesel auf, ohne ihn zuerreichen // VDI-Nachr. 2001. no. 40. pp. 20.

10. Lewis J.M., Tierney W.T. United Parcel Service Applies Texaco Stratified Charge Engine Technology to Power Parcel Delivery Vans Progress Report Text / J.M. Lewis, W.T. Tierney // SAE paper 801429. 1980. 10 p.

11. Chicos R. Hydrocarbon Processing // Am J. 1984. pp. 121–125.