

УДК 621.431.73

ЦИКЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГАЗОВОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ С ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ

©2014 В. А. Шишков

ООО «Рекар», Тольятти

Целью работы является разработка методов управления циклом двухтопливных и однотопливных автомобилей с двигателями, работающими как на бензине, так и на газовом топливе, а также физически и математически обоснованных алгоритмов для электронной системы управления. На основе проведённых натурных испытаний поршневого двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием и разработанной методики расчёта эжектора с нестационарными физическими параметрами рабочих тел предлагается метод компенсации потерь мощности путём эжекции цикловой порции воздуха с помощью перепада давления на жиклёре газовой электромагнитной форсунки. На основе теоретического анализа и экспериментальных данных разработан алгоритм определения цикловой подачи газового топлива с учётом докритического или критического истечения газового топлива из сопла форсунки, изменения скорости звука, провала давления газового топлива в рампе форсунок в процессе цикловой подачи и напряжения питания на электромагнитной катушке газовой форсунки. Разработана методика определения угла опережения зажигания при переключении с бензина на газовое топливо для электронной системы управления двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием, по которой выполнены расчёты корректирующих коэффициентов для сжиженного нефтяного газа и компримированного природного газа.

Двигатель внутреннего сгорания, электронная система управления двигателем, цикловая подача, газовое топливо, угол опережения зажигания, алгоритм.

Введение

Снижение выбросов парниковых газов, к которым относится двуокись углерода CO_2 , а также возрастающие требования по ограничению выбросов токсичных веществ CO , CH , NO_x в отработавших газах двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является актуальной задачей для современного и перспективного транспорта.

Выбросы токсичных компонентов и двуокиси углерода прямо пропорциональны расходу углеводородного топлива. Кроме этого, выбросы CO , CO_2 и CH зависят от вида топлива и соотношения количества атомов водорода к углероду в топливе. Соответственно становятся привлекательными газовые виды топлив на основе природного газа.

С 1 января 2013 года в России действуют нормы токсичности Евро-4 с диагностикой на уровне ЕОБД-2, а в Европе находятся в стадии согласования нормы Евро-6.

13 мая 2013 года было принято распоряжение № 767-р правительства и утверждён комплекс мер по стимулированию использования природного газа в качестве моторного топлива, которое поддержал Президент РФ.

Низкая плотность газообразных топлив накладывает особенности на систему топливоподачи, а также требует изменений в методах и алгоритме управления двигателем.

Всё это показывает, что разработка методов управления циклом двухтопливных и однотопливных автомобилей с двигателями, работающими как на бензине, так и на газовом топливе, методов диагностики газобаллонного оборудования и двигателя в целом, а также физически и математически обоснованных алгоритмов для электронной системы управления - актуальные задачи для современных и перспективных отечественных автомобилей, отвечающих современным законодательным требованиям.

Рассматриваемая газовая система содержит рампу с электромагнитными газовыми форсунками и датчиками температуры и давления газа в рампе; отсечной газовый клапан; газовый ресивер; датчик утечки газа в моторном отсеке; газовый редуктор; клапан высокого давления с датчиком давления газа на его входе; газовые трубопроводы низкого и высокого давления; газовый баллон с заправочно-расходным вентилем; заправочное устройство с датчиком наличия заглушки; датчик утечки газа в багажном отделении; электронный блок управления для газового и бензинового вариантов питания с двумя независимыми программами управления.

Основные параметры управления циклом двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием – расходы воздуха и топлива и угол опережения зажигания.

Цикловый расход воздуха, поступившего в цилиндр, при впрыске топлива во впускной трубопровод зависит от:

1. Объёма цилиндра.
2. Коэффициента наполнения цилиндра.
3. Коэффициента очистки цилиндра.
4. Коэффициента дозарядки.
5. Коэффициента наддува (от 1,1 до 2) и степени эжекции (от 8 до 10,6) для эжекторного компрессора.
6. Объёмного значения величины стехиометрического состава смеси воздуха и природного газа (от 8 до 10,6).
7. Соотношения количества бензинового и газового топлив (от 0 до 100%).

Цикловая подача газового топлива зависит от:

1. Площади сечения жиклёра клапана электромагнитной форсунки, от которой зависит статический расход газа.
2. Затяжки пружины клапана газовой форсунки, от которой зависит расход газа на холостом ходу.
3. Вида функции задания расходной характеристики в электронном блоке управления (линейная, без свободного члена и со свободным членом).

4. Значения перепада давления природного газа на клапане электромагнитной форсунки (докритический или сверхкритический).

5. Уровня давления газа перед клапаном электромагнитной форсунки, от которого зависит плотность газа (от 120 до 700 кПа).

6. Температуры (от 208 до 400 К) газа перед клапаном форсунки, от которой зависит плотность и скорость звука в газе.

7. Вида применяемого топливного газа (одноатомный, двухатомный и т.д. – показатель адиабаты от 1,66 до 1,25 и разный молекулярный вес).

8. Времени цикловой подачи топлива (от 2,2 до 16 мс).

9. Напряжения питания электромагнитной газовой форсунки (от 6,5 до 24 В).

10. Времени открытия (от 1,4 до 4,5 мс) и времени закрытия (от 0,75 до 1 мс) клапана электромагнитной форсунки.

11. Изменения значения перепада давления на клапане форсунки, которое зависит от:

- времени цикловой подачи газа через клапан электромагнитной форсунки (от 2,2 до 16 мс);
- времени движения волны разрежения от форсунки до редуктора (от 0 до 2 мс);
- времени реакции редуктора на провал давления (до 1 мс);
- времени движения волны давления от редуктора до входа в клапан форсунки (от 0 до 2 мс);
- объёма газовой рампы форсунок (больше или меньше объёма максимальной цикловой подачи газа) и её длины (расположения экстремумов волны давления по её длине).

Угол опережения зажигания зависит от:

1. Частоты вращения коленчатого вала.
2. Октанового числа топлива.
3. Объёма камеры сгорания.
4. Циклового расхода воздушно-топливной смеси.

5. Температуры двигателя (от 233 до 378 К).

6. Температуры воздушнотопливной смеси в процессе сжатия в момент начала зажигания (от 770 до 845 К).

7. Наличия детонации и расположения её границы на характеристике по параметрам двигателя (для природного газа детонационное число около 120).

8. Средней скорости горения воздушнотопливной смеси в рабочем цикле.

Цикловый расход воздуха

На рис. 1 представлены расчёты изменения наполнения цилиндров поршневого двигателя внутреннего сгорания воздушногазовой смесью с помощью эжекторного компрессора, которые удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными [1]. Среднее улучшение показателей двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием по мощности и крутящему моменту составило 5-7%.

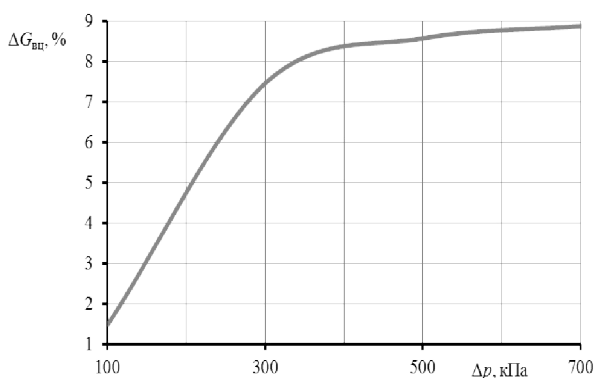


Рис.1. Относительное увеличение наполнения цилиндра воздушногазовой смесью в зависимости от перепада давления газового топлива на электромагнитной форсунке, используемой в качестве эжекторного компрессора при степени эжекции 9,53

Даны следующие рекомендации:

1. Наиболее эффективный перепад давления газового топлива на форсунке для улучшения наполнения цилиндров лежит в диапазоне от 250 до 400 кПа.

2. При значениях перепада около 180 кПа возникает необходимость вести расчёт циклового расхода топлива по формулам докритического или критического истечения газа через жиклёр газовой

форсунки, что приводит к снижению точности дозирования газа на переходных режимах работы двигателя.

3. Повышенный перепад давления на клапане форсунки более 400 кПа не приводит к существенному увеличению наполнения цилиндров воздушногазовой смесью из-за обратного тока. При этом снижается выработка газового топлива из баллона, что, в свою очередь, приводит к сокращению пробега автомобиля на одной заправке.

Цикловое наполнение цилиндров воздушногазовой смесью для двухтопливного газ-бензин ДВС с учётом впрыска газового топлива или во впускной трубопровод или при его непосредственном впрыске, а также долей топлив газа и бензина определяется следующим образом:

$$G_{вц} = \frac{V_{ц}}{i} \rho_{в} \eta_{ц} \left[1 - \frac{\left(1 - \frac{q_6}{q_{ц}}\right) \left(1 - \frac{q_2}{q_{ц}}\right)}{l_v} \right] (1 - k_{вп}) k_{в},$$

где: $V_{ц}$ - рабочий объём всех цилиндров;
 i - количество цилиндров;
 $\rho_{в}$ - плотность воздуха на впуске;
 $\eta_{ц}$ - коэффициент наполнения цилиндров газовой смесью;
 q_6 - доля бензина (жидкого топлива) в цикловой подаче;

$q_{ц} = q_1 + q_2 = q_г + q_6$ - цикловая подача топлива;

q_1 - доля газа при его впрыске во впускной трубопровод до момента закрытия впускного клапана;

q_2 - доля газа при непосредственном впрыске газа в цилиндр после закрытия впускного клапана;

$q_г$ - доля газового топлива в цикловой подаче;

l_v - объёмное стехиометрическое число (объёмное количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания 1 м³ газового топлива, для метана $l_v = 9,53$, а для КПГ как моторного топлива во всём диапазоне его химического состава $l_v = 8,08 \dots 10,6$);

$k_{вп}$ – объёмная доля водяного пара в воздухе, выраженная в долях от 1;

$k_{в} = f(n, T_o, p_o, T_{двс})$ – коэффициент коррекции наполнения цилиндров воздухом, n – частота вращения коленчатого вала;

$T_{двс}$ – температура двигателя.

На рис.2 показано изменение циклового наполнения цилиндра воздушнотопливной смесью для ДВС при его работе на газо-

вом топливе или бензине с возможностью улучшения наполнения с помощью эжекторного компрессора, в качестве которого используется газовая форсунка, а также при одновременной работе на двух видах топлива бензине и газе. Применение эжекторного компрессора не исключает, а может дополнить турбонаддув цилиндров двигателя.

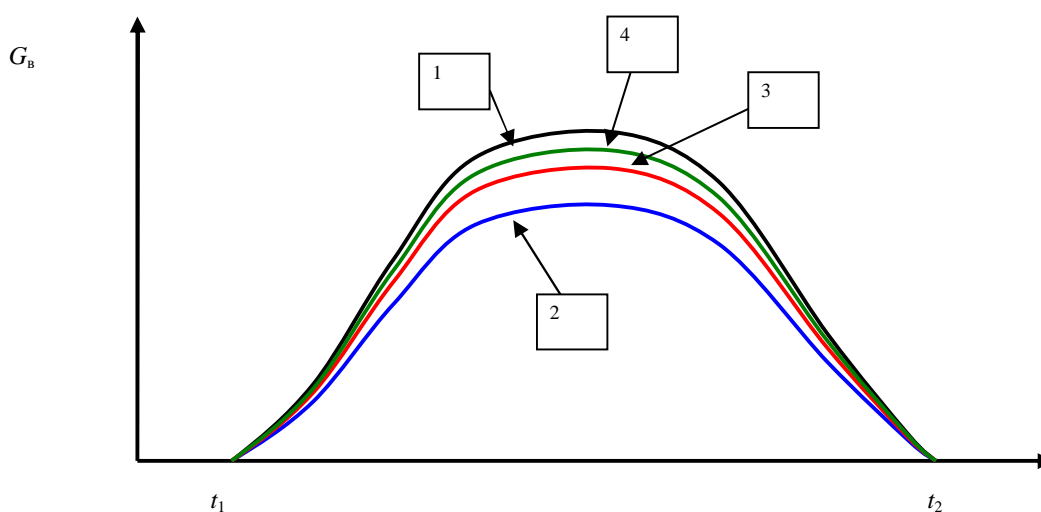


Рис.2. Цикловое наполнение воздухом цилиндра поршневого двигателя внутреннего сгорания.

Максимальная скорость поршня 26 м/с при 76 градусах после верхней мёртвой точки:

$G_{в}$ – расход воздуха в такте впуска; t_1 и t_2 – соответственно времена начала открытия и конца закрытия впускного клапана; 1 – при работе на бензине; 2 – при работе на природном газе; $Q_{вцгаз2} = (0,894...0,92) Q_{вцбензин}$; 3 – при эжекторном наддуве газом с перепадом давления на клапане форсунки 300 кПа $Q_{вцгаз3} = (0,96...0,989) Q_{вцбензин}$; 4 – при эжекторном наддуве газом с перепадом давления на клапане форсунки 700 кПа $Q_{вцгаз4} = (0,974...1) Q_{вцбензин}$; при одновременном впрыске долей бензина и газового топлива цикловое наполнение цилиндра воздухом лежит в пределах линий 1 и 2 (чем больше доля газа, тем ближе к линии 2)

Цикловый расход газового топлива

На рис. 3 и 4 приведены варианты задания расхода топлива через форсунку в электронном блоке управления поршневым двигателем внутреннего сгорания с искровым зажиганием.

Наиболее низкая точность дозирования топлива, при используемой функции задания расхода, на малых частотах вращения коленчатого вала, т.к. время цикловой подачи близко к сумме времён открытия и закрытия клапана электромагнитной форсунки.

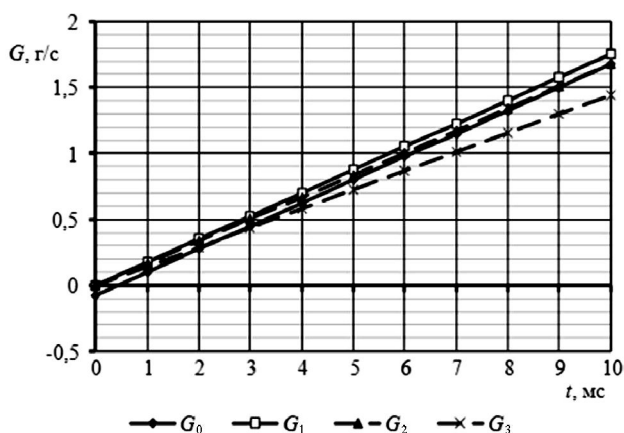


Рис.3. Варианты задания расхода топлива через электромагнитную форсунку в алгоритме расчёта цикловой подачи в ЭБУ: $G_0 = 0,1752 t - 0,076$; $G_1 = 0,1752 t$; $G_2 = 0,1675 t$; $G_3 = 0,1447 t$

Предложено в алгоритме электронного блока задавать характеристику в виде линейного уравнения со свободным членом для каждой форсунки (по данным её производителя).

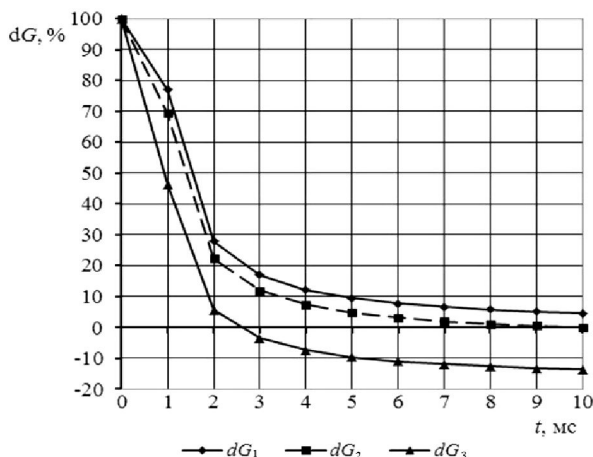


Рис.4. Отклонения расхода топлива от G_0 при различных вариантах задания функции:
 $G_1 = 0,1752 t$; $G_2 = 0,1675 t$; $G_3 = 0,1447 t$

Цикловый расход газового топлива через электромагнитную форсунку, определяют в зависимости от перепада давления на её клапане по формулам докритического и сверхкритического [2] истечения газа ($\pi_{кр} \approx 0,55$) (рис.5).

Увеличение расхода при сверхкритическом истечении происходит медленно и только за счёт роста плотности газа в критическом сечении форсунки при росте давления в рампе (на характеристике большой наклон обусловлен неравномерностью шкалы по давлению в рампе).

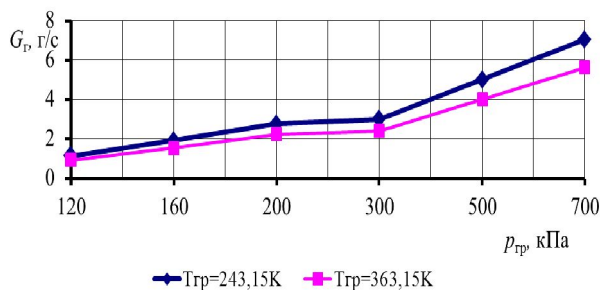


Рис.5. Зависимость расхода метана через сопло газовой форсунки диаметром 2 мм от перепада давления и температуры газа на её входе для режима при полностью открытой дроссельной заслонке ДВС при $\pi_{кр} \approx 0,55$

Вычисление цикловой подачи газа через форсунку для статических и динамических режимов работы поршневого двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием для электронных систем управления с учётом коррекции по основным влияющим факторам выполняют или для критического истечения или до критического истечения с учётом изменений в периоды открытия и закрытия её клапана.

Цикловая подача $q_{ц}$ для сверхкритического истечения газа без учёта изменения расходной характеристики в периоды открытия и закрытия её клапана определяется следующим образом:

$$q_{ц} = t_{ен} \int_0^{t_{ен}} G dt = t_{ен} F a_{зв} \int_0^{t_{ен}} p dt,$$

где $t_{вп}$ – время подачи топлива;

G – секундный расход газа через форсунку;

F – площадь жиклёра форсунки;

$a_{зв}$ – скорость звука в газе;

p – плотность газа в критическом сечении сопла форсунки.

С учётом расходной характеристики форсунки в периоды открытия и закрытия её клапана:

$$q_{ц} = t_{ен} \int_0^{t_{ен}} G dt \approx t_{ен} a_{зв} \int_0^{t_{ен}} (pF) dt.$$

Цикловая подача для докритического истечения газа с учётом изменения расходной характеристики форсунки в периоды открытия и закрытия её клапана определяется зависимостью

$$q_{ц} = \frac{t_{ен} \sqrt{\frac{2k}{k-1}}}{\sqrt{RT_{гр}}} \left(\frac{1}{\left(\int_0^{t_{ен}} \pi dt \right)^{\frac{2}{k}}} - \frac{1}{\left(\int_0^{t_{ен}} \pi dt \right)^{\frac{k+1}{k}}} \right) \int_0^{t_{ен}} \mu F p_{гр} dt,$$

где μ – коэффициент расхода;

R – газовая постоянная;

$T_{гр}$ – температура газа в рампе форсунки;

k – показатель адиабаты;

π – отношение давлений газового топлива на входе и выходе клапана форсунки.

Цикловая подача газа через форсунку в динамике определяется соотношением

$$q_{ц\Sigma} = q_{ц} K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 .$$

Здесь $K_1 = a_{зв} / a_{зв0}$ – коэффициент влияния изменения скорости звука в газе при изменении температуры газа во время прогрева двигателя и его топливной системы, который изменяется в диапазоне от 0,85 до 1,15 для температуры газа от 208 до 400К, $a_{зв}$, $a_{зв0}$ – скорость звука в газе соответственно при переменной температуре газа и для нормальных атмосферных условий;

$K_2 = \rho_{гр} / \rho_{гр0}$ – среднеинтегральный коэффициент влияния изменения плотности газа в период цикловой подачи, который изменяется в диапазоне от 0,8 до 1 для давления газа в диапазоне от 100 до 700 кПа, $\rho_{гр}$, $\rho_{гр0}$ – плотность газа соответственно при изменении давления газа перед форсункой в период цикловой подачи и при нормальных условиях (постоянных давления и температуре газа). Чем выше давление газа, тем меньше влияние K_2 . При 700 кПа его диапазон составляет от 0,93 до 1;

$$K_3 = f(t_{вп}) = \frac{\int_0^{t_{вп}} p_{гр} dt}{\left[\int_0^{t_{вп}} p_{гр} dt \right]_0}$$

- коэффициент влияния на среднеинтегральное давление длительности цикловой подачи, который изменяется в диапазоне от 1,5 на холостом ходу до 1 при максимальной цикловой подаче, $p_{гр}$ – текущее значение давления в газовой рампе в период цикловой подачи топлива;

$$K_4 = f(V_p) = \left| \frac{V_p - V_u}{V_p} - 2 \right|$$

– коэффициент влияния объёма V_p газовой рампы, который изменяется в диапазоне от 1 до 2, чем меньше объём, тем больше провал давления газа перед форсунками

во время цикловой подачи из-за увеличения времени ответной реакции редуктора и требуемого времени на наполнение рампы в динамическом режиме работы. $V_{ц}$ – объёмная цикловая подача газа;

$$K_5 = \frac{t_{вп} - \frac{L_{pp}}{W_{pp}}}{t_{вп}}$$

– коэффициент влияния реакции редуктора на провал давления в рампе форсунок во время цикловой подачи газа, который изменяется в диапазоне от 0,9 до 1,1. L_{pp} – длина газового трубопровода от редуктора до рампы форсунок, W_{pp} – скорость движения волны разрежения от рампы до выхода из редуктора.

На рис. 6 представлена коррекция цикловой подача газового топлива в поршневой двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием в зависимости от:

- перепада давления газа на клапане форсунки, от которого зависит, по какой формуле вести расход топлива по докритическому или сверхкритическому истечению;
- напряжения питания на катушке электромагнитной форсунки, от которого зависит времена открытия и закрытия её клапана;
- провала давления на клапане газовой форсунки в период цикловой подачи;
- изменения скорости звука в зависимости от температуры газа на входе в форсунку при сверхкритическом истечении.

Исследование влияния циклового расхода газового топлива на значение провала давления в газовой рампе и на температуру газа в рампе, которые подтверждают необходимость учёта данных факторов влияния на цикловой расход газового топлива дано в работе [3]. На рис. 7 показан провал давления в газовой рампе в период цикловой подачи в зависимости от массы впрыскиваемого топлива и объёма газовой рампы.

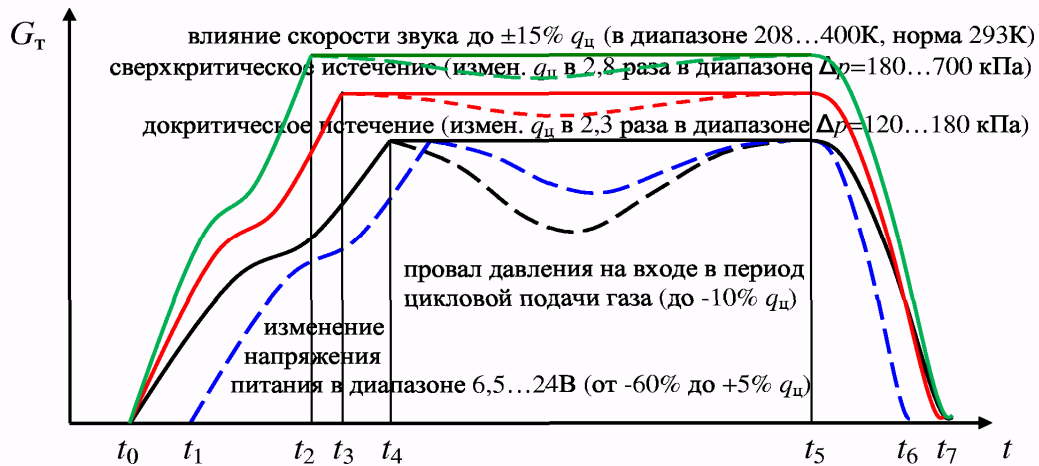


Рис.6. Коррекция циклового расхода газового топлива G_T и цикловой подачи газового топлива q_c в зависимости от перепада давления на клапане форсунки, напряжения питания на клапане электромагнитной форсунки и изменения скорости звука:

t_0, t_1 – начало цикловой подачи газа при напряжениях соответственно U_0 и U_1 питания электромагнитной катушки форсунки; t_2, t_3, t_4 – клапан форсунки в положении «открыт»; t_5 – выключено питание катушки форсунки; t_6, t_7 – клапан форсунки в положении «закрыт» для напряжений питания катушки соответственно U_1 и U_0

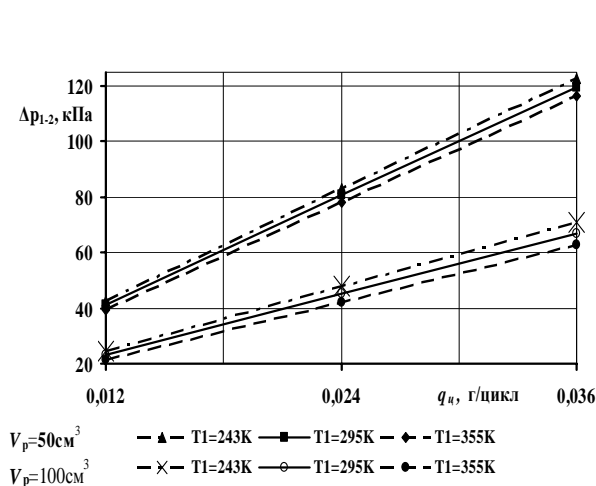


Рис.7. Влияние величины цикловой подачи q_c газового топлива, температуры T_1 газа до начала впрыска и внутреннего объема рампы V_p на максимальную среднюю интегральную величину провала давления $\Delta p_{1,2}$ газа в рампе форсунок за время цикловой подачи

Значения замеренного провала давления больше расчётного, т.к. измерялся минимум давления в рампе в период цикловой подачи, а не среднеинтегральный за цикл.

На рис. 8 показана зависимость изменения относительной температуры газа в рампе в период цикловой подачи в зависимости от массы топлива и объема газовой рампы.

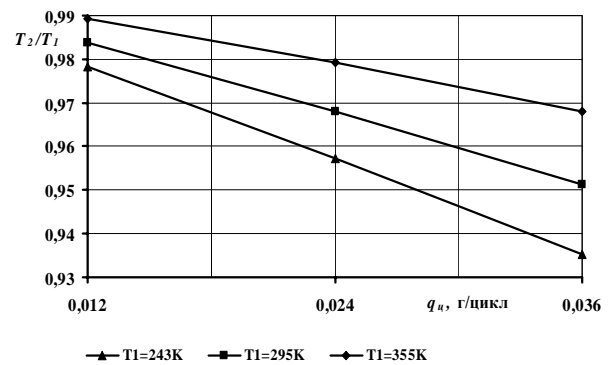


Рис. 8. Влияние величины цикловой подачи q_c газового топлива и температуры T_1 газа до начала впрыска на относительную величину изменения температуры T_2/T_1 газа до и после окончания цикловой подачи

В расчёте снижения температуры газа в рампе после цикловой подачи не учитывался теплоприток к газу от рампы.

Угол опережения зажигания

На рис. 9 показана зависимость коэффициента изменения угла опережения зажигания от температуры воздушно-топливной смеси после сжатия перед воспламенением для компримированного природного газа (КПГ) и сжиженного нефтяного газа (СНГ) по сравнению с бензином.

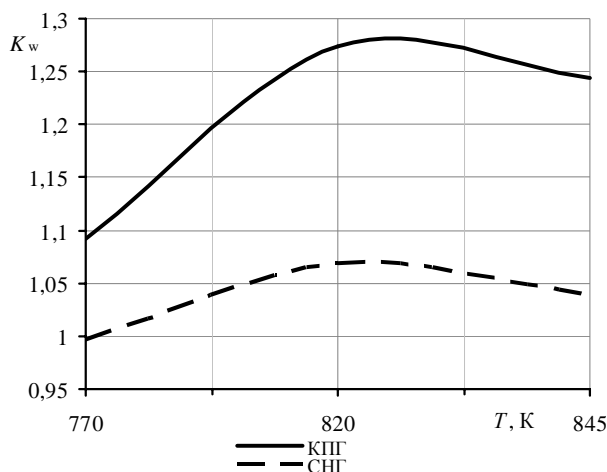


Рис. 9. Зависимость коэффициента изменения угла опережения зажигания от температуры воздушнотопливной смеси в процессе сжатия перед моментом начала зажигания для компримированного природного газа и сжиженного нефтяного газа по отношению к бензину

Как видно из графика, коэффициент увеличения угла опережения зажигания возрастает за счёт увеличения средней скорости сгорания газовых топлив, а затем падает за счёт приближения к скорости сгорания паров бензина. Чем выше температура газового топлива и чем выше температура смеси после сжатия, тем меньше разница в угле опережения зажигания паров бензина и газовых видов топлив.

Для сжиженного нефтяного газа эта разница становится на уровне точности расчётов и точности измерения параметров при проведении испытаний.

Библиографический список

1. Шишков В.А. Снижение потерь мощности и крутящего момента ДВС с искровым зажиганием с ЭСУД при работе на газовом топливе // АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. 2011. № 5 (59). С. 25-31.
2. Шишков В.А. Особенности разработки алгоритма управления двигателем внутреннего сгорания для работы на газобразном топливе // АвтоГазоЗаправоч-

На рис. 10 показаны углы опережения зажигания для различных топлив относительно границы детонации для двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием.

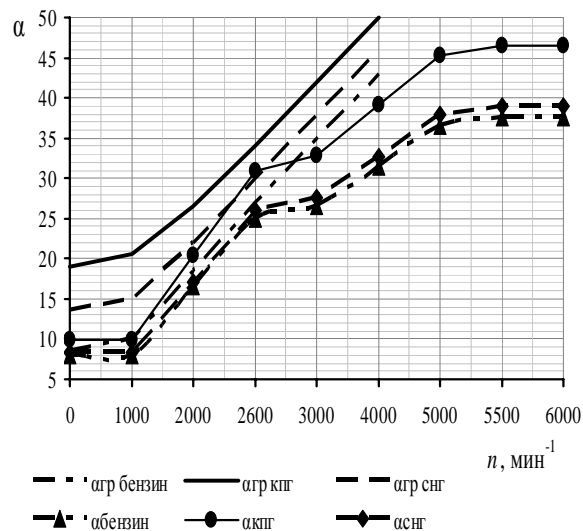


Рис. 10. Угол опережения зажигания α и граница детонации $\alpha_{тр}$ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, на прогретом до рабочей температуры двигателя

Изменение угла опережения зажигания при переключении с бензина на СНГ от 0 до 6%, а при переключении на КППГ от 9 до 28%, при этом при прогреве двигателя разница в угле опережения зажигания снижается.

2. ный Комплекс + Альтернативное топливо. 2005. № 5 (23). С. 37-39.

3. Шишков В.А. Колебания давления в рампе форсунок двигателей с искровым зажиганием // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета (национального исследовательского университета). 2012. № 3(34), ч. 2. С. 88-96.

Информация об авторе

Шишков Владимир Александрович, доктор технических наук, начальник технического отдела, ООО «Рекар». E-mail: Vladimir-Shishkov@yandex.ru. Область научных интересов: системы управления ДВС на альтернативных видах топлива.

CYCLE PARAMETERS OF AN INTERNAL COMBUSTION SPARK- IGNITION GAS PISTON ENGINE WITH AN ELECTRONIC CONTROL SYSTEM

©2014 V. A. Shishkov

Limited Liability Company “Rekar”, Togliatti, Russian Federation

The purpose of the work is to develop methods of managing the cycle of bifuel and single-fuel vehicles with engines running both on petrol and gas fuel as well as physically and mathematically reasonable algorithms for an electronic control system. On the basis of full-scale tests of an internal combustion spark-ignition piston engine and a technique developed for designing an ejector with non-stationary physical parameters of working bodies a method of compensating power losses by ejecting a portion of air with the help of pressure difference on the valve of a gas electromagnetic injector is proposed. On the basis of the theoretical analysis and experimental data an algorithm of determining the fuel injection rate taking into account the subcritical or critical fuel discharge from the injector nozzle, the change in the speed of sound, the gas fuel pressure undershoot in the process of fuel feeding and the power supply voltage on the electromagnetic coil of the gas injector is developed. A method of determining the ignition advance angle when switching from petrol to gas fuel is developed for an electronic control system of an internal combustion spark-ignition engine which serves as the basis for calculating the adjusting factors for liquefied petroleum gas and compressed natural gas.

Internal combustion engine, engine electronic control system, cycle fuel delivery, gas fuel, ignition advance angle, algorithm.

References

1. Shishkov V.A. The reduction of capacity waste in torsion torque of ICE with spark-plug ignition and with electronic engine and transmission control systems, when working on gas fuel // *AutoGas Filling Complex + Alternative Fuel*. 2011. No. 5(59). P. 25-31. (In Russ.)
2. Shishkov V.A. Peculiarities of developing an algorithm of managing an internal combustion engine running on gas fuel // *AutoGas Filling Complex + Alternative Fuel*. 2005. No. 5(23). P. 37-39. (In Russ.)
3. Shishkov V.A. Fluctuations of pressure in rail gas injection of engines with spark ignition // *Vestnik of Samara State Aerospace University*. 2012. No. 3(34), part 2. P. 88-96. (In Russ.)

About the author

Shishkov Vladimir Aleksandrovich, Doctor of Science (Engineering), Chief Technical Officer, Limited Liability Company «Rekar». E-mail: Vladimir-Shishkov@yandex.ru. Area of Research: control systems of internal combustion engines running on alternative kinds of fuel.