

УДК 621.43

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ ПРИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИИ С БЕНЗИНА НА ГАЗ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СКОРОСТИ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ СМЕСИ

©2012 В. А. Шишков

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Предлагается алгоритм определения угла опережения зажигания при переключении двигателя с бензина для работы на газовом топливе в соответствии со скоростью горения топливной смеси. Проведён расчет изменения угла опережения зажигания для сжатого природного газа (КПГ) и сжиженного углеводородного газа (СУГ).

Двигатель внутреннего сгорания, электронная система управления двигателем, газовое топливо, алгоритм управления, угол опережения зажигания, скорость горения.

Определение угла опережения зажигания при работе карбюраторного двигателя обычно выполняется для получения максимальной мощности, крутящего момента и снижения выбросов токсичных компонентов в отработавших газах (ОГ) на отдельных режимах работы. Для снижения расхода топлива эта работа проводится на обеднённой топливной смеси [1]. С введением с 2006 г. норм токсичности «Евро-2», а с 2008 г. норм «Евро-3» испытания автомобилей на токсичность ОГ проводятся по специальным ездовым циклам, требованиям которых карбюраторные двигатели уже не удовлетворяют.

Фактически работа на богатой или бедной смеси не допускается. Состав смеси для норм токсичности «Евро-2» должен быть в пределах 0,98-1,02, то есть с допуском $\pm 2\%$, а для «Евро-3» и «Евро-4» в пределах 0,99-1,01 на всех стационарных режимах работы двигателя. Допускается кратковременное отклонение от этих значений на переходных режимах работы. Это достигается только при использовании электронной системы управления двигателем с впрыском топлива. Соответственно условия зажигания и горения бензиновой и газовой топливных смесей не соответствуют режимам и параметрам, изложенным в [1].

Угол опережения зажигания для конкретного двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и вида топлива обычно определяется следующими путями:

1. Длительными стендовыми испытаниями по определению угла опережения зажигания на всех режимах его работы как на стационарных, так и на переходных режимах для поставленных начальных условий. Этими условиями могут быть максимальные значения крутящего момента и мощность двигателя на всех режимах или минимальный расход топлива с учётом отсутствия детонации. Обычно определяются обе эти характеристики и используются в зависимости от условий движения, нагрузки автомобиля и манеры езды конкретного водителя.

2. Для первого приближения углы опережения зажигания могут быть взяты с аналога данного ДВС с последующей коррекцией в процессе доводочных работ.

3. Углы опережения зажигания могут быть определены также расчётным путём, если известна скорость горения топливовоздушной смеси в различных условиях, которые реализуются на конкретном ДВС. Этот путь достаточно сложен, так как нет полной теории определения скорости горения в различных условиях [2-5]. Поэтому в данном случае требуются

соответствующая проверка и корректировка углов опережения зажигания в процессе испытаний ДВС.

4. Пересчётом угла опережения зажигания, полученного при проведении испытаний, с одного вида топлива на другой в зависимости от скорости их сгорания в воздушной среде при различных составах смеси, температурах и давлениях с последующей корректировкой при доводочных работах.

Все эти варианты требуют проведения дополнительных специальных испытаний. Но если были проведены испытания для одного вида топлива по первому пункту, то целесообразно перейти к четвёртому пункту, что позволит сократить на порядок объём проведения испытаний при доводочных работах для другого вида топлива.

На процесс воспламенения топливной смеси влияет также величина времени накопления энергии в катушке зажигания, которая может быть как одинаковой, так и различной для бензина и газового топлива. Увеличение угла опережения зажигания при работе на газовом топливе обычно приводит к уменьшению времени накопления энергии в катушке зажигания, если момент начала её накопления неизменен по углу положения коленчатого вала двигателя. При работе на газовом топливе момент начала зажигания наступает раньше, чем при работе на бензине. В этом случае необходимо раньше начинать накопление энергии в катушке зажигания. Это выполняется для того, чтобы сохранить, а в лучшем случае и увеличить время накопления энергии для повышения энергии разряда при работе на газовом топливе.

Увеличение времени накопления энергии при работе на газовом топливе можно, например, определить в той же зависимости, что и изменение угла опережения зажигания. Повышенная энергия разряда на свече зажигания нужна потому, что для воспламенения газового топлива требуется большая энергия, чем для смеси паров бензина с воздухом.

Скорость горения зависит от химического состава топлива и, в частности, от содержания молекул водорода, который увеличивает число активных центров в начале процесса окисления. При одинаковом химическом составе топлива на скорость горения будет оказывать влияние и размер его молекул. Чем меньше молекула, тем меньше энергии необходимо на её разложение с последующим окислением атомов водорода и углерода, а также тем проще доступ радикалов и молекул кислорода к атомам углерода. В работе [2] изложено недостаточно полное теоретическое описание горения бимолекулярных реакций, которое не может быть применено в настоящее время для систем управления двигателем внутреннего сгорания.

Кроме этого, скорость горения зависит также и от качества приготовления смеси – от однородности топливовоздушной смеси, от степени турбулизации потока в камере сгорания ДВС и других параметров. В работах [3-5] приведены математические модели расчётов параметров при горении топлив. Они требуют значительного машинного времени для расчёта параметров и неприемлемы для современных электронных блоков управления двигателем внутреннего сгорания, так как применение более мощных процессоров приведёт к их удорожанию. Поэтому требуется более простой алгоритм, описывающий основные физические процессы при воспламенении и горении топливной смеси.

Для двигателей с одинаковыми степенью сжатия и степенью наполнения цилиндров топливовоздушной смесью давление в конце процесса сжатия как бензиновоздушной, так и газовоздушной смесей можно считать одинаковым, так как объём поступившей смеси примерно одинаков. Но он отличается по количеству воздуха и топлива, поступившего в цилиндр.

Скорость нарастания давления в процессе сгорания зависит от количества активных центров горения или количества водорода в смеси. Чем выше эффективное

давление в процессе сгорания, тем ниже будет скорость горения. Но чрезмерное увеличение давления в камере сгорания может привести к детонации, когда скорость горения на два порядка выше обычной скорости горения.

Возникает вопрос: насколько отличается угол опережения зажигания при работе ДВС на бензине, СУГ или КПГ? Угол опережения зажигания – это функция многих параметров. Выделим основные параметры, которые оказывают на него максимальное воздействие:

$$\alpha_3 = f(\alpha; T; p; W_{\text{гор}}; N_{\text{H}_2}; V_{\text{турб}}; n; G_{\text{в}}; V_{\text{кв}}). \quad (1)$$

Здесь α_3 – угол опережения зажигания;

α – состав смеси;

T – температура топливной смеси перед началом воспламенения, которая зависит от начальной температуры всасываемой топливной смеси, а также от степени её сжатия и температуры стенок цилиндров, т.е. от температуры двигателя;

p – давление топливной смеси перед началом воспламенения и в процессе горения изменяется с течением времени: $p = f(t)$;

$W_{\text{гор}}$ – скорость горения топливовоздушной смеси;

N_{H_2} – количество атомов свободного водорода перед началом горения;

$V_{\text{турб}}$ – турбулизационная составляющая скорости топливной смеси перед воспламенением и в процессе горения изменяется с течением времени: $V_{\text{турб}} = f(t)$;

n – частота вращения коленчатого вала (КВ) двигателя;

$G_{\text{в}}$ – расход воздуха;

$V_{\text{кв}}$ – объём камеры сгорания, м³.

Температуру двигателя можно не учитывать, так как её влияние определяется через температуру топливной смеси.

Преобразуем зависимость (1) к виду $\alpha_3 = A(n; G_{\text{в}}) \cdot f(W_{\text{гор}}; n; G_{\text{в}})$, (2)

$$W_{\text{гор}} = f(W_{\text{н}}; \alpha; T; p; N_{\text{H}_2}; V_{\text{турб}}; V_{\text{кв}}; K_{\text{т}}; K_{\text{O}_2}; t_{\text{г}}). \quad (3)$$

Здесь $A(n; G_{\text{в}})$ – матрица коэффициентов коррекции угла опережения зажигания для заполнения при проведении испытаний по калибровке параметров по конкретному двигателю (в начале проведения работ все ячейки матрицы заполнены единицами);

$W_{\text{гор}}$ – функция скорости горения топливовоздушной смеси в зависимости от влияющих параметров;

$W_{\text{н}}$ – скорость нормального горения топливовоздушной смеси, которая определяется экспериментальным путём для каждого вида топлива при стехиометрическом составе смеси по формуле Аррениуса, при нормальном давлении, отсутствии в топливе свободного молекулярного водорода, а также при ламинарном движении топливовоздушной смеси и свободном объёме;

$K_{\text{т}}$ – концентрация паров топлива в смеси в процессе горения, которая изменяется с течением времени: $K_{\text{т}} = f(t)$;

K_{O_2} – концентрация кислорода в смеси в процессе горения, которая изменяется с течением времени: $K_{\text{O}_2} = f(t)$; $t_{\text{г}}$ – время горения топливовоздушной смеси.

Для упрощения зависимости (3) введём функцию концентрации топлива и кислорода в смеси от времени:

$$f_{\text{к}} = f(K_{\text{т}}; K_{\text{O}_2}; t_{\text{г}}). \quad (4)$$

Тогда выражение (3) можно представить в следующем виде:

$$W_{\text{гор}} = f(W_{\text{н}}; \alpha; T; p; N_{\text{H}_2}; V_{\text{з}}; V_{\text{турб}}; V_{\text{кв}}; f_{\text{к}}). \quad (5)$$

Выразим в более полном виде скорость горения топливовоздушной смеси:

$$W_{\text{гор}} = (A e^{-E/(R T)} + V_{\text{турб}}) f_{\text{к}} p^m (1 + \ln(N_{\text{H}_2})) \times (K_{\text{ва}} \cdot \ln(V_{\text{кв}} + K_{\text{vb}})) \cdot f_{\text{к}}. \quad (6)$$

Здесь A – постоянный коэффициент реакции горения;

e – основание натурального логарифма;

E – энергия активации при окислении кислородом воздуха для паров бензинов 78,5-80 кДж/моль, для КПГ 86-89 кДж/моль, для СУГ 82,5-84 кДж/моль, для водорода примерно 67 кДж/моль;

R – газовая постоянная, 8,31441 кДж/(кмоль·К);

$V_{турб}$ – турбулентная составляющая скорости горения топливной смеси (для простоты расчёта для всех трёх видов топлива примем равной 20 м/с);

f_{α} – функция влияния состава смеси, которую в первом приближении можно принять в виде функции синуса: $f_{\alpha} = \sin \beta$, где $\beta = 90 \cdot \alpha$;

\ln – натуральный логарифм;

K_{va} – множитель влияния масштаба системы, который для всех трёх видов топлива примем равным 6;

K_{vb} – коэффициент масштабности системы, который для всех трёх видов топлива примем равным 1,181;

$K_{va} \cdot \ln(V_{kc} + K_{vb})$ – функция влияния масштабности системы на процесс воспламенения.

Функцию концентрации топлива и кислорода в смеси в первом приближении можно взять для нормальной скорости горения. Реально функция концентрации топлива и кислорода в смеси зависит также от скорости горения, и поэтому необходимо сделать несколько последовательных приближений.

$$K_w = \left\{ \frac{[(A_{бенз} e^{-E/(RT)} + V_{турб}) f_{\alpha} p^{m_{бенз}} (1 + \ln(N_{H_2})) \cdot (K_{va} \ln(V_{kc} + K_{vb})) f_k]_{бенз}}{[(A_{газ} e^{-E/(RT)} + V_{турб}) f_{\alpha} p^{m_{газ}} (1 + \ln(N_{H_2})) \cdot (K_{va} \ln(V_{kc} + K_{vb})) f_k]_{газ}} \right\}, \quad (8)$$

где $m_{бенз}$ – показатель степени влияния давления при работе двигателя на бензине при турбулентном горении ($m_{бенз} = -0,1 \dots -0,4$), примем: $-0,2$;

$m_{газ}$ – показатель степени влияния давления при работе двигателя на газовом топливе, примем из условия его пропорциональности детонационному числу топлива. Тогда:

для СУГ: $m_{газ\ суг} = -0,2 \cdot 95/105 = -0,18095$,
 для КПГ: $m_{газ\ кпг} = -0,2 \cdot 95/120 = -0,15833$.

Нормальная скорость горения паров бензина и газа, энергия активации E , начальная температура топливной смеси (из-за отсутствия энергии на испарение капель топлива при работе на газе), влияние давления (показатель степени), скорость движения заряда и турбулентная состав-

Как видно из (6), функция скорости горения топливовоздушной смеси зависит не только от параметров её состояния, но и от времени протекания процесса. Решение уравнения (6) в нестационарном процессе представляет собой сложную задачу, которая в настоящее время неприемлема для систем управления двигателем внутреннего сгорания из-за недостаточного быстродействия процессора контроллера. Для упрощения решения можно задаться некоторыми условиями, которые позволяют решить уравнение (6) для стационарного процесса при некоторой средней скорости горения или её максимальном значении.

Угол опережения зажигания для различных частот вращения коленчатого вала ДВС:

$$\alpha_{з\ газ} = \alpha_{з\ бензин} K_w, \quad (7)$$

где $K_w = W_{гор\ бензин} / W_{гор\ газ}$ – коэффициент влияния.

Подставим выражение (6) для скоростей горения бензина и газа в выражение K_w и сократим одинаковые параметры:

ляющая (из-за различного объёмного содержания топлива), коэффициент масштабности – все эти параметры различны для бензиновоздушных и газовоздушных топливных смесей.

Примем следующие допущения:

- функции f_{α} влияния состава смеси на скорость горения одинаковы для паров бензина и газа;

- начальная концентрация молекул водорода в бензине и газовом топливе одинакова;

- функции концентрации f_k топлива и кислорода в смеси в процессе горения от времени одинаковы;

- давление p в конце процесса сжатия на всех видах топлива одинаково;

- турбулентная составляющая скорости $V_{\text{турб}}$ для известной конструкции камеры сгорания и системы впуска топливо-

воздушной смеси при работе на бензине и газе одинакова.

Тогда (8) можно переписать в виде

$$K_w = p \left\{ \frac{[(A_{\text{бенз}} e^{-E/(RT)} + V_{\text{турб}}) \cdot (K_{va} \cdot \ln(V_{kc} + K_{vb}))]_{\text{бенз}}}{[(A_{\text{газ}} e^{-E/(RT)} + V_{\text{турб}}) \cdot (K_{va} \cdot \ln(V_{kc} + K_{vb}))]_{\text{газ}}} \right\}. \quad (9)$$

В расчёте принято детонационное число бензина – 95, СУГ – 105, КПП – 120. Например, при давлении в конце процесса сжатия 1200 кПа коэффициент влияния давления на угол опережения зажигания при работе на КПП составит 0,74, а при работе на СУГ – 0,87.

Следовательно, угол опережения зажигания при переходе с бензина на газовое топливо из-за различного влияния давления уменьшится на 25,5% для КПП и на 12,6% при работе на СУГ; $E_{\text{бенз}}$, $E_{\text{газ кпп}}$, $E_{\text{газ суг}}$ – энергия активации для паров бензина, КПП, СУГ с воздухом; $T_{\text{бенз}}$ и $T_{\text{газ}}$ отличаются на значение, обусловленное энергией парообразования капелек бензи-

на, то есть начальная температура смеси воздуха и газовых топлив незначительно выше, чем для смеси бензина и воздуха.

Например, зная массу воздуха и топлива, поступившего в цилиндр, а также количество энергии (по изменению энтальпии смеси воздуха с топливом), затраченное на парообразование всего количества бензина для прогретого двигателя или его части для непрогретого двигателя, можно определить разницу ($T_{\text{газ}} - T_{\text{бенз}}$).

Пример расчёта для двигателя 1,5 л мощностью 54 кВт при $n=5600 \text{ мин}^{-1}$ и составе стехиометрической смеси, равном 1, приведён в табл. 1.

Таблица 1

$T_{\text{окр}}$, °С	$G_{\text{ц возд}}$, г/цикл	$G_{\text{ц топл}}$, г/цикл	r , кДж/кг	$C_{\text{рбн}}$, кДж/(кг·К)	$C_{\text{рвк}}$, кДж/(кг·К)	$T_{\text{газ}} - T_{\text{бенз}}$, °К
-30	0,3702	0,0254	348	1,73	1,0048	21,25
+45	0,2851	0,0195	328	1,72	1,0056	19,97

Здесь $T_{\text{окр}}$ – температура окружающего воздуха;

$G_{\text{ц возд}}$ – цикловая подача воздуха в двигатель;

$G_{\text{ц топл}}$ – цикловая подача топлива в двигатель;

r – теплота парообразования бензина (среднее значение для различных составов бензина).

Примем разность температур топливной смеси при работе на бензине и газе, равной изменению температуры смеси бензина и воздуха до и после испарения бензина:

$$T_{\text{газ}} - T_{\text{бенз}} = T_{\text{нач}} - T_{\text{кон}},$$

где в первом приближении $T_{\text{нач}} = T_{\text{окр}}$;

$$T_{\text{кон}} = \frac{(C_{\text{рбн}} G_{\text{ц топл}} + C_{\text{рвн}} G_{\text{ц возд}}) T_{\text{нач}} - r G_{\text{ц топл}}}{(C_{\text{рбк}} G_{\text{ц топл}} + C_{\text{рвк}} G_{\text{ц возд}})}; \quad (10)$$

$C_{\text{рбн}}$ и $C_{\text{рбк}}$ – соответственно начальная и конечная теплоёмкость бензина в кДж/(кг·К);

$C_{\text{рвн}}$ и $C_{\text{рвк}}$ – соответственно начальная и конечная теплоёмкость воздуха в кДж/(кг·К).

Как видно из табл. 1, разность температур газовой и бензиновой смеси с воздухом для различных крайних условий работы двигателя составляет 20–21°С. По этим значениям можно определить крайние значения коэффициента влияния температуры топливной смеси и энергии активации на угол опережения зажигания. Как следует из (10), при переходе с бензина на газ температура смеси на испа-

рѐнный в газовом редукторе СУГ и на КПП влияет одинаково. Отличие коэффициентов влияния на угол опережения зажигания для СУГ и КПП связано с их различными энергиями активации, которые, в свою очередь, зависят от температуры топливной смеси в процессе горения. При повышении температуры энергия активации снижается.

В качестве примера определим влияние температуры и энергии активации для степени сжатия 11.

Зададим температуру в конце сжатия: $T_{бенз}=750$ К, 800 К, 825 К и $T_{газ}=770$ К, 820 К, 845 К, коэффициенты $A_{бенз}$ и $A_{газ}$ примем равными 7 000 000. Вычислим коэффициент влияния для КПП и СУГ по (9) при $m_{бенз}-m_{газ} = 0$:

$$K_w = \left\{ \frac{[(A_{бенз} e^{-E/(RT)} + V_{турб}) \cdot (K_{va} \cdot \ln(V_{кc} + K_{vb}))]_{бенз}}{[(A_{газ} e^{-E/(RT)} + V_{турб}) \cdot (K_{va} \cdot \ln(V_{кc} + K_{vb}))]_{газ}} \right\}. \quad (11)$$

Диапазоны изменения коэффициента K_w влияния температуры, энергии активации и масштабной функции составляют при $T_{газ} = 770$ К, 820 К, 845 К, соответственно для КПП: 1,467; 1,712; 1,671, а для СУГ: 1,1395; 1,223; 1,189. Функция данного влияния имеет экстремум из-за различного влияния температуры и энергии активации. Увеличение угла опережения зажигания при переходе с бензина на газовое топливо в зависимости от температуры, энергии активации топлива и масштабного коэффициента составит для КПП 46,7-71,2%, а для СУГ 13,95-22,3%.

пирических зависимостей, используемых в данном алгоритме;

- выполнения калибровочных работ на конкретном двигателе при подборе коэффициентов влияния для получения максимальной мощности, максимального крутящего момента и минимальной токсичности отработавших газов;
- измерения или вычисления температуры и давления в камере сгорания перед процессом воспламенения;
- задания состава топливной смеси (погрешность измерения и вычисления расхода воздуха и топлива);
- определения турбулентной составляющей скорости в процессе горения;
- определения количества атомарного водорода в топливной смеси.

Тогда суммарное влияние параметров на увеличение угла опережения зажигания по (9) составит для КПП: $K_w=1,092-1,274$, а для СУГ: $K_w=0,996-1,068$. Например, угол опережения зажигания на бензине был 25° , тогда на КПП он увеличится на $9,2-27,4\%$ и составит $27,3-31,85^\circ$, т.е. фактическое увеличение составит от $2,3$ до $6,85^\circ$ по углу положения коленчатого вала двигателя. Аналогично для СУГ он увеличится на $0-6,8\%$ и составит $25-26,7^\circ$, то есть фактическое увеличение составит от 0 до $1,7^\circ$ по углу положения коленчатого вала двигателя.

Среднеквадратичная погрешность предлагаемого метода составляет $7,5-8,3\%$.

Предлагается следующий порядок последовательного определения необходимых для расчѐта коэффициентов:

Величина погрешности вычисления изменения угла опережения зажигания при переходе с одного вида топлива на другой складывается из следующих погрешностей:

- нормальная скорость горения паров бензина и газа с воздухом при одинаковых условиях;
- влияние состава смеси на нормальную скорость горения при одинаковых условиях;
- показатель влияния давления на нормальную скорость горения при одинаковых условиях для смесей паров бензина и газа с воздухом;

- экспериментального подбора коэффициентов в формуле Аррениуса и эм-

- энергия активации и коэффициент A в формуле Аррениуса;
- количество атомарного водорода в топливе;
- турбулентная составляющая скорости;
- коэффициенты в функции влияния объёма камеры сгорания на нормальную скорость горения.

Матрица коэффициентов $A(n; G_b)$ определяется в процессе проведения калибровочных работ электронного блока управления двигателем.

Для ускорения процесса адаптации часть используемых коэффициентов и функций можно найти в соответствующей специализированной литературе по теории горения паров бензина и газовых топлив в смеси с воздухом. Часть коэффициентов в первом приближении можно задать по результатам экспериментальных исследований, а погрешности их задания компенсировать матрицей калибровочных коэффициентов $A(n; G_b)$.

Библиографический список

1. Злотин, Г.Н. Регулировка бензинового ДВС при переводе его на сжиженный нефтяной газ [Текст] / Г.Н. Злотин, Е.А. Захаров, А.В. Кузьмин // Двигателестроение. – 2007. – №2. – С.29-31.
2. Химия горения [Текст] / Гардинер, Диксон-Льюис, Цельнер [и др.], под ред. У. Гардинера: пер. с англ.;– М.: Мир, 1988. – 464с.
3. Zaslavsky, M.Yu. Dynamics and Stability of One-Dimensional Combustion Problems Preprint. Inst. Appl. Math. Naim M.V. Keldysh, the Russian Academy of Science. Moskau, 2002.
4. Сабденов, К.О. Теплофизические и гидрогазодинамические эффекты при горении газов и ракетных топлив [Текст]/ автореф. дис. ... д-ра физ.-мат. наук / К.О. Сабденов. – Томск, 2007. – 41 с.
5. Новый подход к проблеме моделирования сгорания смеси в ДВС с искровым зажиганием. [Электронный ресурс] / Д.Д. Матиевский, П.К. Сеначин, М.Ю. Свердлов [и др.] // http://aomai.secna.ru:8080/Books/Files/1999-02/HTML/12/pap_12.html. – 20 с.

DETERMINING THE ANGLE OF ADVANCE OF IGNITION WHEN SWITCHING FROM PETROL TO GAS DEPENDING ON FUEL MIXTURE BURNING RATE

©2012 V. A. Shishkov

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

The paper presents an algorithm of determining the angle of advance of ignition in case the engine is switched from petrol to gas fuel in accordance with the fuel mixture burning rate depending on many parameters and close to the actual physical processes taking place in combustion chambers of internal combustion engines. Tentative calculation of changing the angle of advance of ignition for compressed natural gas and liquefied hydrocarbon gas has been made. Possible errors and ways of their minimization as well as the order of implementing the algorithm when determining coefficients of the influencing parameters are shown.

Angle of advance of ignition, internal combustion engine, electronic system of engine control, control algorithm, gas fuel, burning rate.

Информация об авторе

Шишков Владимир Александрович, кандидат технических наук, преподаватель кафедры машиностроения, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: Vladimir-Shishkov@yandex.ru. Область научных интересов: системы управления ДВС на альтернативных видах топлива.

Shishkov Vladimir Alexandrovich, candidate of technical science, senior lecturer, Samara State Aerospace University. E-mail: Vladimir-Shishkov@yandex.ru. Area of research: control systems of internal combustion engines operating on alternative kinds of fuel.