

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

УДК 621.43.052

КРИТЕРИЙ ДЕТОНАЦИИ В ГАЗОВОМ ДВИГАТЕЛЕ С ВЫСОКОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ ЗАЖИГАНИЯ

**Ф.И. Абрамчук, профессор, д.т.н., А.Н. Кабанов, доцент, к.т.н.,
А.П. Кузьменко, ассистент, М.С. Липинский, аспирант, ХНАДУ**

Аннотация. Предложен подход к выбору предельной степени сжатия в цилиндре газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания. Выполнено сравнение результатов расчета с экспериментальными данными.

Ключевые слова: методика расчета, процесс сгорания, детонация, газовый двигатель, степень сжатия.

КРИТЕРІЙ ДЕТОНАЦІЇ В ГАЗОВОМУ ДВИГУНІ З ВИСОКОЕНЕРГЕТИЧНОЮ СИСТЕМОЮ ЗАПАЛЮВАННЯ

**Ф.І. Абрамчук, професор, д.т.н, О.М. Кабанов, доцент, к.т.н.,
А.П. Кузьменко, асистент, М.С. Липинський, аспірант, ХНАДУ**

Анотація. Запропоновано підхід до вибору граничного ступеня стиску в циліндрі газового двигуна з високоенергетичною системою запалювання. Виконано порівняння результатів розрахунку з експериментальними даними.

Ключові слова: методика розрахунку, процес згоряння, детонація, газовий двигун, ступінь стиску.

KNOCK CRITERION IN GAS ENGINE WITH HIGH-ENERGY IGNITION SYSTEM

**F. Abramchuk, Professor, Doctor of Technical Science,
O. Kabanov, Associate Professor, Candidate of Technical Science,
A. Kuzmenko, assistant, M. Lipinskiy, postgraduate, KhNAHU**

Abstract. The approach to choosing limiting compression value in gas engine cylinder with high-energy ignition system has been proposed. The comparison of calculated results with experimental data has been performed.

Key words: calculation method, combustion process, knock, gas engine, compression ratio.

Введение

Известно, что повышение степени сжатия (ϵ) в двигателе с искровым зажиганием приводит к улучшению мощностных и экономических характеристик. Однако при этом сдерживающим фактором является возникновение детонации при достижении определённого порогового значения ϵ .

Определить этот порог можно двумя путями – экспериментальным и расчетным. Первый путь более надёжный, однако требует очень больших затрат времени, человеческих и материальных ресурсов в связи с изготовлением большого количества комплектов поршней (в некоторых случаях – и головок цилиндров) с разной геометрией поверхности камеры сгорания и необходимостью много-

кратной разборки-сборки двигателя с целью замены деталей.

Второй путь был бы намного менее затратным. Оптимальным подходом было бы использование математической модели, позволяющей предсказать появление детонации при работе двигателя на данном режиме, и проверка результатов расчета при помощи эксперимента при одновременном уточнении расчетных данных. Поэтому выбор и применение на практике адекватной методики расчета детонации в газовом двигателе с высокоэнергетической системой зажигания в настоящее время является актуальной задачей.

Анализ публикаций

Обзор литературы по теме исследования показал, что основная масса расчетных соотношений для степени сжатия представлена эмпирическими уравнениями вида [1]

$$\varepsilon = 17,0 - 0,0420 \cdot t + 5,6 \cdot (\alpha - 1) \leq 16, \quad (1)$$

где ε – предельное значение степени сжатия газового двигателя, соответствующее пределу детонации; t – температура топливовоздушной смеси на входе в двигатель, °С; α – коэффициент избытка воздуха ($\alpha \geq 1$).

Однако такие соотношения для других двигателей, как правило, оказываются не применимыми.

В [2] впервые предложено использовать так называемый критерий детонации на основе разницы энтальпий несгоревшей смеси в цилиндре в начале и в процессе сгорания. Данный критерий может применяться ко всем типам двигателей с принудительным воспламенением смеси, хотя и создавался изначально для расчета детонации в газовых ДВС. Он нашел применение в ряде работ, где авторы отметили хорошую сходимость расчетных данных с экспериментом [3, 4]. Данный критерий предлагается для расчета детонации в газовом двигателе с высокоэнергетической системой зажигания.

Цель и постановка задачи

Целью исследования является выбор и обоснование методики, позволяющей выполнить выбор предельной степени сжатия в газовом

двигателе с высокоэнергетической системой зажигания.

Описание критерия

Предельное значение степени сжатия в двигателе с искровым зажиганием лимитируется в основном возникновением детонации при превышении определённого значения ε .

В настоящее время экспериментально доказано, что детонация возникает вследствие самовоспламенения несгоревшей части смеси в процессе сгорания. Исходя из этого, для расчета момента появления детонации предлагается использовать критерий детонации, предложенный в [2]. Данный критерий выглядит следующим образом

$$K_d = \frac{e_{sm}}{e_g}, \quad (2)$$

где e_{sm} – энергия в единице объёма, накопившаяся в несгоревшей смеси, кДж/м³; e_g – энергия в единице объёма, выделившаяся при сгорании, кДж/м³.

Энергия в единице объёма, выделившаяся в процессе предпламенных реакций в несгоревшей смеси, кДж/м³

$$e_{sm} = \frac{E_{sm}}{V_c}, \quad (3)$$

где E_{sm} – полная энергия, выделившаяся в процессе предпламенных реакций в несгоревшей смеси, кДж; V_c – объём камеры сгорания, м³.

Энергия в единице объёма, выделившаяся при сгорании, кДж/м³

$$e_g = \frac{E_g}{V_h}, \quad (4)$$

где E_g – полная энергия, выделившаяся при сгорании, кДж; V_h – рабочий объём, м³.

Полная энергия несгоревшей смеси в любой момент времени, кДж

$$E_{sm} = (h_{c'} - h) \cdot m_u, \quad (5)$$

где h_c – удельная энтальпия несгоревшей смеси в момент начала сгорания, кДж/кг; h – удельная энтальпия несгоревшей смеси в любой момент времени, кДж/кг; m_u – масса несгоревшей смеси, кг.

Энергия, выделившаяся в процессе сгорания, кДж

$$E_g = H_u \cdot m_F, \quad (6)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; m_F – масса топлива, поступившего в цилиндр за цикл, кг.

Таким образом, уравнение критерия детонации (2) можно представить в виде

$$K_d = \frac{(h_c' - h) \cdot m_u / V_c}{H_u \cdot m_F / V_h}. \quad (7)$$

С учетом того, что $\frac{V_h}{V_c} = \varepsilon - 1$, а $\frac{m_u}{m_F} = 1 - x$

$$K_d = \frac{(h_c' - h) \cdot m_u}{H_u \cdot m_F} \cdot (\varepsilon - 1), \quad (8)$$

или

$$K_d = \frac{(h_c' - h)}{H_u} \cdot (1 - x) \cdot (\varepsilon - 1), \quad (9)$$

где h_c' – удельная энтальпия несгоревшей смеси в момент начала сгорания, кДж/кг; h – удельная энтальпия несгоревшей смеси в любой момент времени, кДж/кг; H_u – низшая теплота сгорания, кДж/кг; x – доля выгоревшего топлива; ε – степень сжатия.

Для расчета энтальпии несгоревшей смеси использовались зависимости из [6]. Данные полиномы имеют следующий вид

$$h = f(T), \quad (10)$$

где $f(T)$ – полином пятой степени.

То есть для расчетов необходимо знать изменение температуры несгоревшей смеси в процессе сгорания.

Для выполнения данной задачи расчетным методом использовалась двухзонная модель, в которой принималось допущение, что температура несгоревшей смеси в процессе одинакова по всему объему несгоревшей зоны. Температура несгоревшей смеси, К

$$T_{u_{i+1}} = T_{u_i} \cdot \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{n_u - 1}{n_u}}, \quad (11)$$

где i – номер шага расчета; p – давление в цилиндре, МПа; n_u – показатель политропы сжатия несгоревшей смеси

$$n_u = 1 + \frac{R_u}{C_{vu}}, \quad (12)$$

где R_u – характеристическая газовая постоянная смеси, Дж/(кг·К); C_{vu} – массовая изохорная теплоемкость смеси, Дж/(кг·К).

Для расчета коэффициента теплоотдачи из зоны несгоревшей смеси в стенки камеры сгорания использовалась формула В. Аннанды [7]

$$\alpha_{tepl} = 0,26 \cdot \lambda_{sm} \cdot \frac{\rho_{sm}^{0,7} \cdot C_m^{0,7}}{\mu_{dinsm}^{0,7} \cdot D_c^{0,3}} + \dots \\ \dots + 2,1 \cdot 10^{-13} \cdot (T_{sm}^4 + T_w^4), \quad (13)$$

где λ_{sm} – теплопроводность смеси в цилиндре, Вт/(м·К); ρ_{sm} – плотность смеси, кг/м³; C_m – средняя скорость поршня, м/с; μ_{dinsm} – динамическая вязкость смеси, Па·с; D_c – диаметр цилиндра, м.

Величины, входящие в уравнение (13), рассчитываются с использованием следующих зависимостей [7]

$$\lambda_{sm} = 0,000361 \cdot T_{sm}^{0,75}, \quad (14)$$

$$\rho_{sm} = 3,49 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{p_{sm}}{T_{sm}}, \quad (15)$$

$$\mu_{dinsm} = 0,56 \cdot 10^{-6} \cdot T_{sm}^{0,62}, \quad (16)$$

где p_{sm} – давление смеси, Па; T_{sm} – температура смеси, К.

Экспериментальная проверка модели

Экспериментальный стенд, при помощи которого осуществлялась экспериментальная проверка модели, создан на кафедре ДВС ХНАДУ на базе газового двигателя 4ГЧ7,5/7,35.

Для нахождения экспериментальных значений температур несгоревшей смеси использовалась методика обработки индикаторных диаграмм, предложенная в [5]. Для снятия и обработки индикаторных диаграмм использовался измерительно-вычислительный комплекс с использованием программного комплекса PowerGraph.

В процессе эксперимента определить появление детонации в двигателе можно двумя способами: восприятием человеком специфических акустических колебаний и появлением волн давления на индикаторной диаграмме. Первый метод является слишком субъективным, поэтому более рациональным является применение второго метода.

Критерием появления детонации является появление волн давления на индикаторной диаграмме в процессе сгорания. При статистической обработке индикаторных диаграмм детонация считается присутствующей на режиме, если из 200 диаграмм более чем на 20 % и больше присутствует ясно различимая детонация [3]. Если в выборке 10–20 % диаграмм с детонацией, такой режим считается пограничным.

На основании полученных экспериментальных данных определяется максимальное значение критерия детонации K_{dmax} , соответствующее появлению детонации. Изменение критерия детонации K_{dmax} в зависимости от относительного угла сгорания в процессе сгорания представлено на рис. 1.

На рис. 2 приведена индикаторная диаграмма режима со следующими параметрами: $\alpha = 1,17$, $\varepsilon = 14$, $\theta = 35$ град. пкв до ВМТ, $n = 3600$ мин⁻¹, $K_{dmax} = 2,1$. На рисунке отчетливо виден признак детонации – «пила» на индикаторной диаграмме, появляющаяся вследствие многократного столкновения волн давления и разрежения с чувствительным элементом датчика давления.

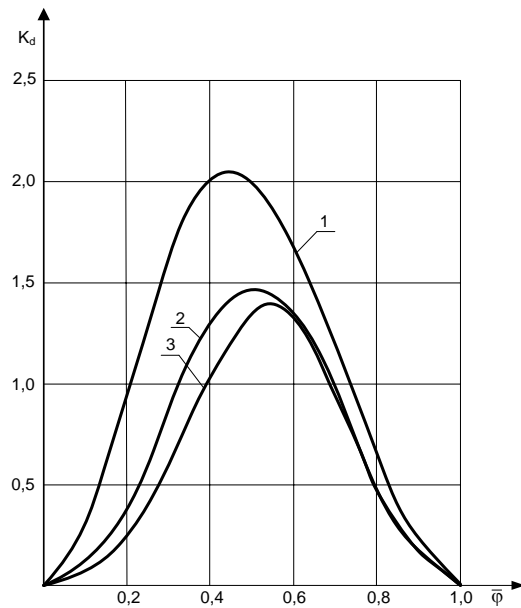


Рис. 1. Изменение критерия детонации в процессе сгорания: 1 – $\varepsilon = 14$, $\theta = 35$ град. пкв до ВМТ, $n = 3600$ мин⁻¹; 2 – $\varepsilon = 14$, $\theta = 30$ град. пкв до ВМТ, $n = 3600$ мин⁻¹; 3 – $\varepsilon = 12$, $\theta = 39$ град. пкв до ВМТ, $n = 4500$ мин⁻¹

Во время снятия этого режима отчетливо был слышен характерный «стук», доля индикаторных диаграмм с детонацией на данном режиме составила 73 %.

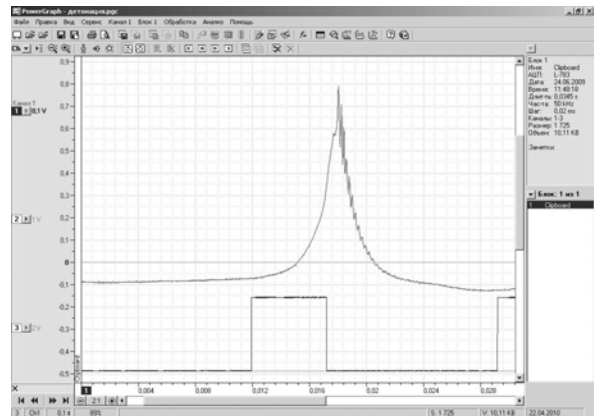


Рис. 2. Копия экрана процедуры снятия индикаторной диаграммы ($\alpha = 1,17$, $\varepsilon = 14$, $\theta = 35$ град. пкв до ВМТ, $n = 3600$ мин⁻¹)

На рис. 3 приведена индикаторная диаграмма режима $\alpha = 1,02$, $\varepsilon = 14$, $\theta = 30$ град. пкв до ВМТ, $n = 3600$ мин⁻¹ ($K_{dmax} = 1,48$). Данный режим представляет собой пограничный случай. Детонация появляется поздно и проявляется очень слабо, при снятии режима характерный «стук» не был слышен. Доля

индикаторных диаграмм с детонацией на данном режиме составила 31 %.

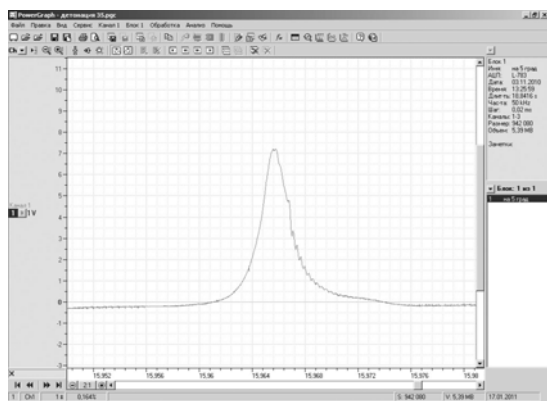


Рис. 3. Копия экрана процедуры снятия индикаторной диаграммы ($\alpha = 1,02$, $\varepsilon = 14$, $\theta = 30$ град. пкв до ВМТ, $n = 3600$ мин⁻¹)

На рис. 4 приведена индикаторная диаграмма режима $\alpha = 1,1$, $\varepsilon = 12$, $\theta = 39$ град. пкв до ВМТ, $n = 4500$ мин⁻¹ ($K_{dmax} = 1,38$). Признаки детонации на индикаторных диаграммах на данном режиме отсутствуют.

На основании полученных экспериментальных данных установлено, что появлению на режиме признаков детонации, указанных выше, соответствует значение критерия детонации $K_{dmax} = 1,42-1,57$, в зависимости от режима. С учетом погрешности измерений, рекомендуется считать, что на режиме присутствует детонация, если значение критерия детонации на данном режиме равно $K_{dmax} = 1,5$, что соответствует предложенному в [3].

Для сравнения результатов расчёта критерия детонации с экспериментом использовались данные режимов, приведенных в табл. 1. Погрешность определения расчетного максимального значения критерия детонации K_{dmaxm} в сравнении с экспериментальным значением K_{dmax} обозначена как Δ . Как видно из таблицы 1, погрешность расчета критерия детонации K_{dmax} по предлагаемой методике составила $\Delta = 8,7-11,4$ %.

Наиболее склонный к детонации режим – режим внешней скоростной характеристики двигателя (ВСХД) с частотой вращения, соответствующей максимальному крутящему моменту (в данном случае $n = 3600$ мин⁻¹). Соответственно выбор оптимальной степени сжатия необходимо выполнять путём анализа этого режима.

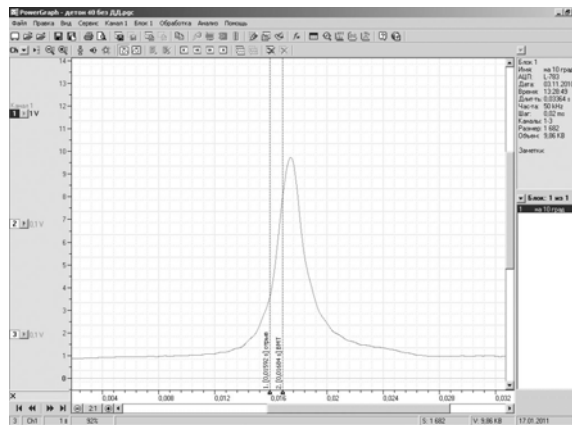


Рис. 4. Копия экрана процедуры снятия индикаторной диаграммы ($\alpha = 1,1$, $\varepsilon = 12$, $\theta = 39$ град. пкв до ВМТ, $n = 4500$ мин⁻¹)

Таблица 1 Сравнение результатов расчета максимального значения критерия детонации с экспериментальными данными

ε	α	θ	n	K_{dmaxm}	K_{dmax}
		град. пкв до ВМТ	мин ⁻¹	—	—
12	1,1	23	1600	1,18	1,25
12	1,1	27	2000	1,21	1,29
12	1,1	32	3000	1,22	1,31
12	1,1	35	3500	1,27	1,35
14	1,02	30	3600	1,37	1,48
14	1,12	35	3600	2,37	2,54
14	1,01	37	3600	1,94	2,15
14	1,17	35	3600	1,87	2,1
12	1,1	39	4500	1,30	1,38
12	1,1	42	5000	1,25	1,41

Регулировочные параметры (α и θ) на режиме выбирались исходя из условий обеспечения максимальной мощности на конкретном режиме. Значение степени сжатия перебиралось в пределах $\varepsilon = 9,8-14$ с шагом $\Delta\varepsilon = 0,1$. Расчёты с использованием критерия детонации K_d показали, что максимальное значение степени сжатия, обеспечивающее бездетонационное сгорание на режиме, наиболее склонном к детонации, является $\varepsilon = 13,5$.

Выводы

1. Для газового двигателя с искровым зажиганием предложен подход к расчету максимального значения степени сжатия, обеспечивающего бездетонационное сгорание топлива.

2. Сравнение результатов расчета максимального значения критерия детонации K_{dmax} с экспериментальными данными показало, что погрешность расчетов по приведенной модели составляет $\Delta = 8,7...11,4\%$.

3. Максимальное значение степени сжатия для газового двигателя 4ГЧ7,5/7,35 с искровым зажиганием, обеспечивающее бездетонационное сгорание на всех режимах, рассчитанное с использованием предложенного подхода, составило $\varepsilon = 13,5$.

Литература

1. Быков Г.А. Детонационные ограничения при использовании альтернативных топлив в двигателях с искровым зажиганием / Г.А. Быков // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1995. – № 3. – С. 3–9.
2. Gao J. Knock Modelling in S.I. Engines: PhD thesis: Mechanical Engineering / J. Gao. – Calgary, Canada, 1993. – 230 p.
3. Attar A.A. Optimization and Knock Modelling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine: PhD thesis: Mechanical Engineering / A.A. Attar. – Calgary, Canada, 1997. – 248 p.
4. Bade Shrestha S.O. A Predictive Model for Gas Fueled Spark Ignition Engine Applications / S.O. Bade Shrestha, G.A. Karim. – Calgary, Canada, University of Calgary, 1999. – 18 p. (Preprint / SAE, University of Calgary, № 1999-01-3482).
5. Иноземцев Н.В. Процессы сгорания в двигателях / Н.В. Иноземцев, В.К. Кошкин. – М. : Машгиз, 1949. – 342 с.
6. Гурвич Л.В. Термодинамические свойства индивидуальных веществ : справочное издание: в 4 т. / Л.В. Гурвич, И.В. Вейц, В.А. Медведев и др. – 3-е изд., перераб. и расшир. – М. : Наука, 1978. – Т. 1 : Элементы O, H (D, T), F, Cl и их соединения, 1978. – 496 с.
7. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях : учеб. пособие для вузов / Р.З. Кавтарадзе. – М. : Изд-во МГТУ им. Баумана, 2001. – 502 с.

Рецензент: В.П. Волков, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 27 мая 2011 г.