ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ
УДК 621.43:629.113
https://doi.org/10.26897/2687-1149-2026-5-57-69

Расчетный анализ эффективности улучшения антидетонационных характеристик двигателя

А.В. Капустин[1]***, В.Л. Чумаков***[2]✉***, С.Н. Девянин***[3]***, Р.С. Федоткин***[4]***, А.В. Бижаев***[5]

[1] Новгородский государственный университет имени Ярослава Мудрого; г. Великий Новгород, Россия

[2, 3, 4, 5] Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева; г. Москва, Россия

[1] aleksandr.kapustin@novsu.ru; https://orcid.org/0009-0002-7119-8192

[2] valery.chumakov@gmail.com✉; https://orcid.org/0000-0002-1442-4416

[3] devta@rambler.ru; https://orcid.org/0000-0001-6776-0432

[4] fedotkin@rgau-msha.ru; orcid.org/0000-0002-3991-4315

[5] a.bizhaev@mail.ru; https://orcid.org/0000-0002-0807-1255

Аннотация. Детонация сопровождается ухудшением эффективных показателей двигателя внутреннего сгорания (ДВС), поэтому оценка способов улучшения антидетонационных характеристик двигателя является актуальной задачей. Оценка эффективных показателей ДВС с искровым зажиганием при оптимизации его регулирования на грани начала детонации выполнена с помощью математической модели. Математическая модель термодинамического цикла ДВС предполагает анализ последовательного выгорания заряда, разделенного на 10 зон пропорционально доле сгорающего топлива. Расчеты согласуются с экспериментальными данными. Отмечена необходимость учета двухстадийного механизма возникновения детонации при использовании товарного бензина. Показано, что эффективными способами подавления детонации являются интенсификация теплообмена на начальных стадиях цикла, понижение начальной температуры цикла, сокращение длительности тепловыделения при пониженных показателях политропы сжатия. Оптимизация регулирования двигателя обеспечивает хороший антидетонационный эффект при избыточном повышении геометрической степени сжатия и снижении угла опережения зажигания по сравнению с их оптимальными значениями. Установлено, что интенсификация теплообмена на начальных стадиях цикла с понижением начальной температуры цикла на 10°С или снижение среднего показателя политропы сжатия на 0,01, или сокращение длительности тепловыделения на 10°пкв позволяют повысить степень сжатия на 0,5 ед. или снизить требования к октановому числу бензина на 3,2 ед. ОЧ при неизменной степени сжатия. Регулирование, предусматривающее «оптимальное пересжатие» двигателя (например, повышение степени сжатия на 2 ед. и смещение угла зажигания в сторону запаздывания на 10°пкв), повышает индикаторный КПД на полной нагрузке незначительно – всего на 1…2%, но на частичных нагрузках при оптимальных углах зажигания обеспечивается рост КПД порядка 5…6%. Обеднение смеси при расслоении заряда от 1 до 1,8 повышает допустимую степень сжатия на 3,7 ед.

Ключевые слова: ДВС; оптимизация регулирования двигателя; КПД; детонация; математическая модель термодинамического цикла ДВС; степень сжатия; цикл; угол опережения зажигания

Для цитирования: Капустин А.В., Чумаков В.Л., Девянин С.Н., Федоткин Р.С., Бижаев А.В. Расчетный анализ эффективности улучшения антидетонационных характеристик двигателя // Агроинженерия. 2026. Т. 28, № 5. С. 57-69. https://doi.org/10.26897/2687-1149-2026-5-57-69

© Капустин А.В., Чумаков В.Л., Девянин С.Н., Федоткин Р.С., Бижаев А.В., 2026

ORIGINAL ARTICLE

Computational analysis of the efficiency of improving engine knock resistance

***A.V. Kapustin*[1], *V.L. Chumakov*[2]✉, *S.N. Devyanin*[3], *R.S. Fedotkin*[4], *A.V. Bizhayev*[5]**

[1] Yaroslav the Wise Novgorod State University; Veliky Novgorod, Russia

[2] Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy; Moscow, Russia

[1] aleksandr.kapustin@novsu.ru; https://orcid.org/0009-0002-7119-8192

[2] valery.chumakov@gmail.com✉; https://orcid.org/0000-0002-1442-4416

[3] devta@rambler.ru; https://orcid.org/0000-0001-6776-0432

[4] fedotkin@rgau-msha.ru; orcid.org/0000-0002-3991-4315

[5] a.bizhaev@mail.ru; https://orcid.org/0000-0002-0807-1255

Abstract. Engine knock is accompanied by a deterioration in the performance indicators of internal combustion engines (ICE). Therefore, evaluating methods to improve engine knock resistance is a highly relevant task. An the performance indicators of a spark-ignition ICE when optimizing its control at the threshold of knock onset were evaluated using a mathematical model. The mathematical model of the thermodynamic cycle of an ICE involves analyzing the sequential combustion of the charge, which is divided into ten zones proportional to the fraction of burned fuel. The calculations are in good agreement with experimental data. The article highlights the necessity of considering the two-stage mechanism of knock initiation when using commercial gasolines. It is shown that effective methods of suppressing knock include intensifying heat transfer in the initial stages of the cycle; reducing the initial cycle temperature; shortening the heat release duration at lower values of the polytropic compression index. Optimizing engine control provides a good anti-knock effect under an excessive increase in the geometric compression ratio and retarded ignition timing compared to their optimal values. It has been established that intensifying heat transfer in the initial stages of the cycle with a 10°C reduction in the initial cycle temperature, or a 0.01 decrease in the average polytropic compression index, or a 10°CA (crank angle degrees) reduction in the heat release duration results in an increase in the compression ratio by 0.5 units, or a reduction in the gasoline octane number (ON) requirements by 3.2 ON units at a constant compression ratio. Engine control involving "optimal over-compression"–for example, increasing the compression ratio by 2 units and retarding the ignition timing by 10°CA – only slightly increases the indicated efficiency at full load (by 1-2%), but yields an efficiency increase of about 5-6% at partial loads with optimal ignition timing. Leaning the mixture during charge stratification from 1 to 1.8 increases the allowable compression ratio by 3.7 units.

Keywords: internal combustion engine (ICE); engine control optimization; efficiency; engine knock; mathematical model of the ICE thermodynamic cycle; compression ratio; cycle; ignition timing advance

For citation: Kapustin A.V., Chumakov V.L., Devyanin S.N., Fedotkin R.S., Bizhayev A.V. Computational analysis of the efficiency of improving engine knock resistance. *Agricultural Engineering* (*Moscow*). 2026;28(5):57-69. (In Russ.). https://doi.org/10.26897/2687-1149-2026-5-57-69

Введение

Детонация в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) является одной из главных проблем при их эксплуатации. Детонация приводит к повышению выбросов токсичных компонентов, снижению ресурса двигателя, ухудшению его эффективных показателей и иных характеристик. Экспериментальная оценка детонации эффективна, но является сложной технической задачей, поскольку трудно выявить роль каждого фактора, определяющего возникновение детонации. Современные расчетные исследования на основе анализа математических моделей рабочего цикла поршневых двигателей ДВС, представленные Р.З. Кавтарадзе [1] и Д.В. Апелинским [2], отличаются методическим подходом и уровнем сложности, однако позволяют относительно быстро определить возможность повышения эффективных показателей двигателей. Улучшение характеристик современных ДВС связано с интенсификацией рабочих процессов и оптимизацией их регулирования на грани нарушений нормального сгорания – в частности, детонации. Математическое моделирование термодинамических циклов ДВС с прогнозированием детонации представлено в работах А.Л. Береснева [3], Л.Б. Ларионова [4], W.A. Manzoor [5] и D. Bradley [6]. Сложные модели рабочих циклов позволяют достаточно точно прогнозировать изменение эффективных показателей двигателя при независимом или одновременном воздействии ряда конструктивных, регулировочных и иных параметров на различные этапы протекания рабочего цикла ДВС. Однако пока не разработана математическая модель термодинамического цикла

ДВС для оценки степени влияния отдельных факторов на возникновение детонации и оптимизации регулирования двигателя.

Цель исследований: рассмотреть способы улучшения антидетонационных характеристик двигателя с применением математической модели рабочего цикла двигателя, позволяющей выявить основные факторы, определяющие возникновение детонации, и оценить степень их влияния.

Материалы и методы

В качестве базовой модели термодинамического цикла ДВС принята модель рабочего цикла А.Л. Максимова[1]. Разработанная математическая модель термодинамического цикла ДВС позволяет оценивать как текущие параметры рабочего цикла (температура, давление, тепловыделение), так и итоговые показатели (среднее давление, КПД, эффективность тепловыделения). Исходными данными для расчета являются конструктивные параметры цилиндропоршневой группы, параметры режимов работы ДВС и окружающей среды, условные эмпирические характеристики тепловыделения, физико-химические характеристики топлива (эталонных смесей и товарного бензина). Представленная математическая модель термодинамического цикла ДВС предполагает анализ последовательного выгорания заряда, разделенного на 10 зон пропорционально доле сгорающего топлива. В модели учитывается Махе-эффект процесса сгорания[2]. Чем раньше зона вступает в реакции горения, тем выше будет ее температура в конце процесса сгорания вследствие политропного поджатия от повышения давления в цилиндре. Температура несгоревшей части заряда определяется по политропному процессу сжатия. Учитываются потери на диссоциацию. Передача теплоты от сгоревшей к несгоревшей части заряда не учитывается, потому что турбулентная скорость горения больше скорости переноса теплоты теплопроводностью. Тепловые потери в стенки рассчитываются по уравнению Вошни[3] и методике, изложенной в работе [7]. Теоретические расчеты по модели рабочего цикла, выполненные при разных схемах расслоения заряда в цилиндре двигателя и широком диапазоне изменения степеней сжатия, показали хорошую сходимость по основным термодинамическим параметрам цикла с экспериментальными исследованиями [8, 9].

Текущая доля сгоревшего топлива определяется пропорционально текущему коэффициенту активного тепловыделения $\xi_{a\varphi}$:

$$\xi_{a\varphi} = \{1 - [1 - ((\theta_c + \varphi)/\varphi_{2T})^{\beta}]^m \cdot \xi_{ат}, \quad (1)$$

где θ_c – угол, град., поворота коленчатого вала (°пкв) начала тепловыделения, то есть «угол отрыва» линии сгорания от линии сжатия по индикаторной диаграмме, отсчитывающийся от верхней мертвой точки по аналогии с углом опережения зажигания; φ и φ_{2T} – соответственно текущая и общая длительность тепловыделения, °пкв; β, m – безразмерные показатели, характеризующие форму кривой активного тепловыделения (с увеличением m возрастает выделение теплоты в начальный период сгорания, а с увеличением β – в конце сгорания); $\xi_{ат}$ – коэффициент активного тепловыделения в конце сгорания (коэффициент использования теплоты).

В основу моделирования детонации заложено допущение о зарождении ударной волны вследствие самовоспламенения порций заряда, до которых фронт пламени доходит в последнюю очередь. Предполагается, что в порции должно быть достаточно топлива, энергетически обеспечивающего как зарождение и распространение детонационной волны, так и последующее многократное отражение ударной волны от стенок камеры сгорания. В целях подтверждения правильности прогнозирования детонации момент самовоспламенения топлива в модели определяется по двум кинетическим выражениям, полученным экспериментальным путем принципиально разными методами [7].

Первое выражение для расчета момента самовоспламенения, полученное на двигателях при работе на эталонных изооктано-гептановых смесях, имеет вид:

$$J = \frac{1}{19,75} \cdot \left(\frac{\text{ОЧ}}{100}\right)^{-3,4107} \cdot \int_0^{\tau} (10,2 \cdot p)^{1,7} \cdot e^{-3800/T_{\text{н}}} \cdot d\tau \geq 1, \quad (2)$$

где ОЧ – октановое число топлива: процентная объемная доля изооктана в смеси с нормальным гептаном; p – текущее термодинамическое давление цикла; $T_{\text{н}}$ – текущая термодинамическая температура несгоревшей части заряда, τ – время.

Второе выражение, определяющее наступление детонации, имеет вид:

$$J = \int_0^{\tau} (1/z) \cdot d\tau \geq 1, \quad (3)$$

где z – эмпирическое выражение задержки самовоспламенения, полученное на установках адиабатного (импульсного сжатия) в условиях постоянного объема на эталонных изооктано-гептановых стехиометрических смесях; τ – время.

[1] Максимов А.Л. Расчетная модель действительного цикла двигателя внутреннего сгорания // Труды Московского автомобильно-дорожного института. М.: МАДИ, 1976. С. 74-81.

[2] Капустин А.В., Смирнов С.В., Чумаков В.Л. Математическая модель рабочего цикла двигателя с искровым зажиганием // Чтения академика В.Н. Болтинского. 2021. Ч. 2. С. 86-95. EDN: FQYTNB.

[3] Woschni G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. SAE Techn. 1967. Paper 670931. https://doi.org/10.4271/670931.

Задержка самовоспламенения z учитывает две стадии[4]:

$$z = z_{нт} + z_{вт}, \quad (4)$$

где $z_{нт}$ – задержка низкотемпературной (холоднопламенной) стадии; $z_{вт}$ – задержка высокотемпературной (горячепламенной) стадии.

С учетом (4) интегрирование по (3) можно преобразовать как

$$J = \int_0^{\tau}\left(\frac{1}{z}\right)\cdot d\tau = \int_0^{\tau}\left(\frac{1}{z_{нт}} + \frac{1}{z_{вт}}\right)\cdot d\tau = \\ = \int_0^{\tau}\left(\frac{1}{z_{нт}}\right)\cdot d\tau + \int_0^{\tau}\left(\frac{1}{z_{вт}}\right)\cdot d\tau = J_{нт} + J_{вт}, \quad (5)$$

где $J_{нт}$ характеризует вклад в развитие самовоспламенения низкотемпературной стадии; $J_{вт} = J - J_{нт}$ – вклад высокотемпературной стадии.

Формулы для расчета задержек $z_{нт}$ и $z_{вт}$ приведены в работе [7]. Отметим, что задержка $z_{нт}$ имеет аномалию: ее длительность увеличивается с ростом температуры. Если доля несгоревшего топлива к моменту самовоспламенения превышает 0,1, происходит детонация. Поэтому в сравнительных расчетах для разделения нормального и детонационного горения принято условие:

$$J \geq 1 \text{ при доле сгоревшего топлива } X \leq 0{,}9, \quad (6)$$

где интеграл J определяется по уравнениям (1) и (5).

Результаты и их обсуждение

Несхожие условия воспламенения различных углеводородов[5] обусловливает необходимость учета величин низко- или высокотемпературной задержки воспламенения ($z_{нт}$ и $z_{вт}$). На рисунке 1 представлены результаты расчетов начала детонации по формуле (5), показывающие вклад в детонацию низкотемпературной стадии самовоспламенения при изменении температуры в конце впуска и частоты вращения. Допустимая по условиям детонации степень сжатия ε с точностью до 0,1 или октановое число (ОЧ) с точностью до 1 при ближайших значениях J и X определяли методом последовательных приближений при условиях, отвечающих уравнению (6).

В соответствии с данными рисунка 1 самовоспламенение низкооктанового топлива (ОЧ60) протекает преимущественно по низкотемпературному механизму. При T_a = 320 К интеграл $J_{нт}$ = 0,99. По мере увеличения T_a вклад низкотемпературной стадии снижается, и интеграл $J_{нт}$ = 0,6 при температуре T_a = 390 К. Поэтому для низкооктанового топлива допустимая по детонации степень сжатия мало зависит от начальной температуры T_a. Самовоспламенение изооктана (ОЧ100) протекает преимущественно по высокотемпературному механизму ($J_{нт}$ = 0,1±0,05), и зависимость допустимой по детонации степени сжатия является сильной.

Частота вращения n (временной фактор) также влияет на механизм развития самовоспламенения. По мере роста скорости влияние на самовоспламенение низкотемпературной стадии снижается. Для топлива ОЧ100 при n > 3750 об/мин интеграл $J_{нт}$ практически равен нулю. Зависимость от скорости допустимой по детонации степени сжатия более сильная у низкооктанового топлива. Отметим, что на длительность низкотемпературной стадии сильно влияет не только температура, но и начальное давление. При изменении начального давления (например, при наддуве) может изменяться и соотношение $J_{нт}$ и $J_{вт}$. Современные бензиновые двигатели работают на высокооктановом топливе, у которых преобладает высокотемпературный механизм самовоспламенения. Поэтому дальнейшие расчеты момента самовоспламенения выполнены преимущественно для топлива ОЧ100 по формуле (2).

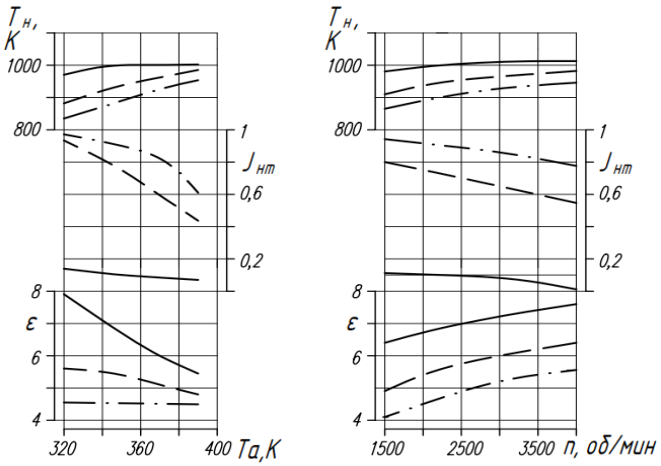


Рис. 1. Влияние температуры в конце наполнения T_a и частоты вращения n на допустимую по детонации степень сжатия ε и величину интеграла $J_{нт}$, характеризующего самовоспламенение:
——— – ОЧ100; — — — – ОЧ80; – ОЧ60

Fig. 1. Effect of temperature at the end of filling T_a and rotation speed n on the knock-limited compression ratio ε and the autoignition integral $J_{нт}$:
——— – Octane Number 100, — — — – Octane Number 80, – Octane Number 60

[4] Капустин А.В., Жданов А.М., Чумаков В.Л. и др. Прогнозирование детонации по задержкам самовоспламенения топлива // Чтения Академика В.Н. Болтинского. 2023. С. 131-138. EDN: MARJTQ.

[5] Капустин А.В., Жданов А.М., Чумаков В.Л. и др. Прогнозирование детонации по задержкам самовоспламенения топлива // Чтения Академика В.Н. Болтинского. 2023. С. 131-138. EDN: MARJTQ.

Влияющие на детонацию факторы можно разделить на 3 группы, характеризующие изменение условий теплообмена, процесс тепловыделения и управление режимом работы двигателя.

Воздействовать на отдельные тепловые потоки в реальном двигателе сложно, но изменить условия теплообмена в отдельных частях заряда или в отдельные периоды цикла можно несколькими способами. Например, увеличение площади вытеснителей камеры сгорания увеличит теплоотвод преимущественно от последних порций заряда. Повышение интенсивности движения заряда за счет геометрической формы камеры сгорания (КС) увеличит теплоотвод от всего заряда. Повышение уровня газодинамического состояния заряда за счет геометрии впускных каналов увеличит теплоотвод в процессе как сжатия, так и сгорания. Прерывистое или непрерывное охлаждение отдельных поверхностей камеры сгорания изменит теплообмен в отдельные периоды цикла. Применение материалов с более высокими коэффициентами теплопроводности увеличит теплопередачу от всего заряда. Очевидно, практический интерес представляет оценка способа, наиболее эффективно подавляющего детонацию.

Теоретические исследования проведены для бензинового двигателя диаметром цилиндра $D = 79$ мм, ходом поршня $S = 80$ мм, полусферической камерой сгорания с поверхностью со стороны головки цилиндров $F_г = 66$ см^2, отношением радиуса кривошипа к длине шатуна R/L = 0,29. Расчеты выполнены на режимах характерного появления детонации: частоте вращения $n = 2000$ об/мин; коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,0$; длительности тепловыделения $\varphi_{2T} = 50°$пкв; коэффициенте наполнения $\eta_v = 0,84$; характеристиках тепловыделения $\beta = m = 2,5$; температуре в конце впуска $T_a = 350$ К [7].

Изменение интенсивности передачи теплоты в процессе сгорания оценивали с помощью коэффициентов K_α и $K_{\alpha н}$, учитываемых в расчетной программе для изменения коэффициента теплоотдачи, рассчитанного по формуле Вошни[6]. Коэффициент K_α изменяет теплоотдачу от всего заряда, коэффициент $K_{\alpha н}$ – от несгоревшей части заряда. Коэффициенты показывают, во сколько раз передача теплоты в стенки увеличивается или уменьшается по сравнению с расчетом по исходному уравнению Вошни. Согласно результатам, представленным на рисунке 2, с увеличением теплопередачи от всего заряда ощутимо снижается коэффициент использования теплоты $\xi_{заг}$, что сопровождается уменьшением индикаторного КПД цикла η_i, несмотря на повышение допустимой по детонации степени сжатия.

Увеличение передачи теплоты от несгоревшей части заряда практически не влияет на коэффициент $\xi_{заг}$. При этом увеличиваются допустимая по детонации степень сжатия и индикаторный КПД цикла. Однако это увеличение незначительно и трудно реализуемо, так как интенсивность теплопередачи должна изменяться в диапазоне 0,5…1,5, то есть в 3 раза. Поэтому практический интерес воздействие на изменение теплопередачи в процессе сгорания не представляет.

Интенсивность теплопередачи зависит от температуры теплопередающих поверхностей камеры сгорания (КС): поверхности головки цилиндров, поверхности днища поршня и изменяющейся поверхности цилиндра. Практический интерес представляет площадь поверхности КС в головке цилиндров $F_г$, характеризующая компактность камеры сгорания.

В математической модели цикла расчет теплоотдачи по формуле Вошни выполняется только для процесса сгорания. Поэтому результаты, представленные на рисунке 3, относятся к изменению передачи теплоты только в процессе сгорания. Расчеты показывают, что можно пренебречь влиянием температуры стенок на детонацию и показатели цикла. Увеличение площади поверхности КС в головке $F_г$ существенно снижает коэффициент $\xi_{заг}$. Это сопровождается уменьшением КПД, несмотря на повышение допустимой по детонации степени сжатия.

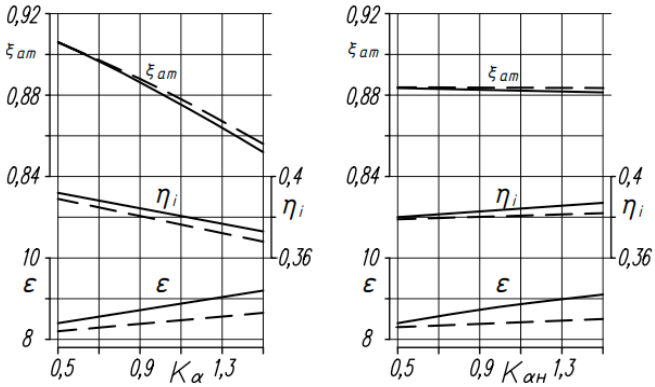


Рис. 2. Влияние коэффициента теплоотдачи от всего заряда (K_α) и коэффициента теплоотдачи от несгоревшей части заряда ($K_{\alpha н}$) на показатели цикла:
——— – расчет по формуле (2);
— — — — – расчет по формуле (5)

Fig. 2. Effect of the overall charge heat transfer coefficient K_α and the unburned zone heat transfer coefficient $K_{\alpha n}$ on engine cycle performance:
——— – calculated using Eq. (2);
— — — — – calculated using Eq. (5)

[6] Woschni G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. SAE Techn. 1967. Paper 670931. https://doi.org/10.4271/670931.

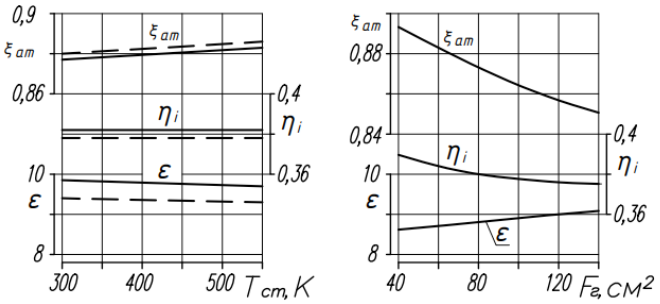


Рис. 3. Влияние осредненной температуры стенок $T_{ст}$ и площади поверхности камеры сгорания в головке цилиндров $F_г$ на показатели цикла:
——— – расчет по формуле (2);
— — — — – расчет по формуле (5)

Fig. 3. Effect of mean cylinder wall temperature T_{wt} and cylinder head surface area F_h on engine cycle performance:
——— – calculated using Eq. (2);
— — — — – calculated using Eq. (5)

Изменение теплопередачи в процессе сжатия моделировали путем варьирования показателя политропы сжатия n_c, характеризующего политропный процесс сжатия от его начала до момента начала тепловыделения (начало второй фазы сгорания). Этот показатель превышает средний показатель политропы сжатия от начала сжатия в нижней мертвой точке до конца сжатия в верхней мертвой точке – n_i.

Результаты расчетов по формуле (5), учитывающей двухстадийный механизм самовоспламенения топлива ОЧ100 и ОЧ60, приведены на рисунке 4. Согласно данным рисунка 4 уменьшение показателя политропы сжатия n_c (более интенсивное охлаждение смеси в процессе сжатия) позволяет повысить допустимую по детонации степень сжатия для высокооктанового топлива ОЧ100 (расчет по свойствам самовоспламенения изооктана). Уменьшение показателя с 1,44 до 1,34 ($\Delta n_c = 0,1$) позволяет повысить допустимую степень сжатия примерно с 7,7 до 11,7 ($\Delta\varepsilon = 4$ ед.). При этом индикаторный КПД увеличивается более чем на 10%. При допущении линейной связи можно считать, что снижение показателя политропы сжатия на каждые 0,01 дает возможность повысить допустимую по детонации степень сжатия на 0,4 ед. с повышением индикаторного КПД на 1%.

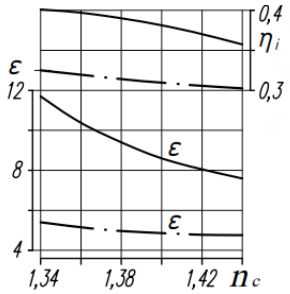


Рис. 4. Влияние среднего показателя политропы сжатия n_c на допустимую по детонации степень сжатия ε и индикаторный КПД η_i цикла:
——— – ОЧ100; — · — · — – ОЧ60

Fig. 4. Effect of the mean polytropic compression exponent n_c on the knock-limited compression ratio ε and indicated efficiency η_i:
——— – Octane Number 100; — · — – Octane Number 60

Отметим, что уменьшением показателя политропы сжатия и усилением теплопередачи в процессе сжатия можно существенно повысить допустимую по детонации степень сжатия и увеличить индикаторный КПД при использовании высокооктанового топлива. Для бензина, в котором ОЧ повышают за счет доли высокооктановых ароматических углеводородов (аренов), антидетонационный эффект от уменьшения показателя политропы сжатия будет больше, чем для изооктана, так как они имеют только одностадийный высокотемпературный механизм самовоспламенения и более высокую чувствительность к изменению температуры.

Тепловыделение, описываемое выражением (1), изменяется в соответствии с законом выделения теплоты и длительностью процеса. На рисунке 5 отражены три закона выделения теплоты в относительных координатах. При значениях $\beta = 1$ и $m = 2,5$ более интенсивное сгорание топлива протекает в начальный период тепловыделения, а при $\beta = 2,5$ и $m = 1$ – в конце периода тепловыделения. Значения допустимой по детонации степени сжатия ε и соответствующего КПД цикла η_i при общей длительности тепловыделения $\varphi_{2T} = 50°$пкв для топлива ОЧ100 приведены в таблице 1. Влияние длительности тепловыделения φ_{2T} на допустимую по детонации степень сжатия ε и соответствующий КПД η_i при оптимальном угле начала тепловыделения $\theta_{c\,опт}$ показано на рисунке 6.

Согласно данным таблицы 1 форма кривой активного тепловыделения оказывает сильное влияние на оптимальный угол начала подвода теплоты $\theta_{c\,опт}$. На практике это требует значительной коррекции

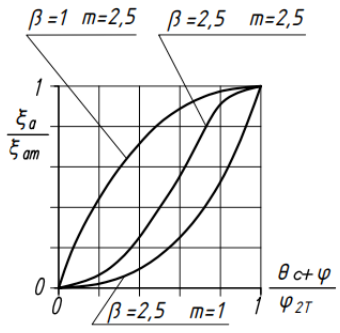


Рис. 5. Характеристики активного тепловыделения в относительных координатах

Fig. 5. Normalized active heat release rate profiles

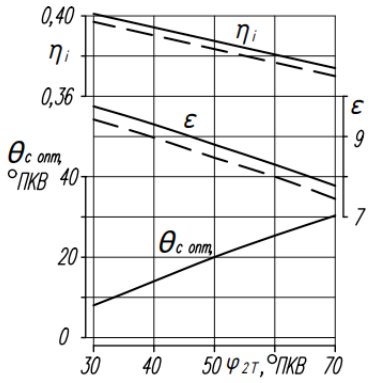


Рис. 6. Влияние длительности тепловыделения φ_{2T} на допустимую ε и η_i при оптимальном угле начала подвода теплоты $Q_{сопт}$:
——— – ОЧ100, расчет по (5);
— — — — – ОЧ100, расчет по (2)

Fig. 6. Effect of heat release duration φ_{2T} on the knock-limited compression ratio ε, and indicated efficiency ηi at optimal combustion start angle θ_{copm}
——— – Octane Number 100 (calculated using Eq. 5);
— — — — – Octane Number 100 (calculated using Eq. 2)

оптимального ула опережения зажигания – его значительного уменьшения при интенсификации начала процесса сгорания. Однако при неизменной длительности процесса тепловыделения φ_{2T} = 50°пкв динамика тепловыделения не влияет на детонационные характеристики, и допустимая степень сжатия остается практически неизменной. Незначительно меняется и КПД цикла, хотя небольшое преимущество может иметь интенсификация начальных периодов сгорания для кривой тепловыделения с показателями β = 1 и *m* = 2,5.

Сокращение длительности тепловыделения позволяет повысить допустимую по детонации степень сжатия ε и соответствующий КПД η_i. Так, при сокращении длительности тепловыделения φ_{2T} от 50 до 30°пкв допустимая по детонации ε повышается на Δε = 1 (в расчете по формулам 5 и 2). При этом индикаторный КПД увеличивается примерно на 5%. Также сокращение длительности тепловыделения на каждые 10°пкв позволяет повысить допустимую по детонации степень сжатия на 0,5 ед. или снизить требования к октановому числу бензина на 3,2 ед. при неизменной степени сжатия[7].

Из факторов, характеризующих управление рабочим процессом, представляет интерес поиск компромиссного варианта воздействия на рабочий процесс двигателя при оптимальном угле и допустимой по детонации степени сжатия либо при более высокой степени сжатия и позднем угле зажигания. Такое воздействие на рабочий процесс посредством повышения степени сжатия сверх оптимальной по началу детонации и при смещении угла зажигания в сторону более поздних углов можно назвать «пересжатием» двигателя. Возникают вопросы: целесообразно ли завышать степень сжатия, как сильно осуществлять пересжатие и есть ли такое соотношение степени сжатия и угла опережения зажигания, при котором достигается максимальный КПД двигателя? Пример оптимизации рабочего процесса при одновременном варьировании степени сжатия, угла опережения зажигания, октанового числа топлива, выполненного расчетно-графическим методом, представлен в работе [10]. Графики, полученные расчетом условий детонации по формуле (2), приведены на рисунке 7. Отметим, что расчеты детонации по формуле (5) дают близкие результаты.

Согласно данным рисунка 7 целесообразно проводить «пересжатие» двигателя. На исследованных режимах для получения более высокого КПД η_i возможно повышение допустимой по детонации степени сжатия ε на 2 ед. При этом углы начала подвода теплоты следует смещать примерно на 10°пкв ближе

Таблица 1

Влияние формы кривой активного тепловыделения на степень сжатия и КПД цикла

Table 1

Effect of the shape of the active heat release curve on the compression ratio and cycle efficiency

Параметр	Значение безразмерных показателей β и m		
	β = 1; m = 2,5	β = 2,5; m = 2,5	β = 2,5; m = 1
Оптимальный угол начала тепловыделения, $\theta_{c\ опт}$, °пкв	8	19	26
Рассчитанные по формуле (5) допустимая по детонации степень сжатия ε соответствующий КПД, η_i	 8,5 0,381	 8,7 0,384	 8,7 0,384
Рассчитанные по формуле (2) допустимая по условию детонации степень сжатия ε соответствующий КПД, η_i	 8,0 0,374	 8,3 0,380	 8,3 0,380

[7] Капустин А.В., Жданов А.М., Чумаков В.Л. и др. Прогнозирование детонации по задержкам самовоспламенения топлива // Чтения Академика В.Н. Болтинского. 2023. С. 131-138. EDN: MARJTQ.

к верхней мертвой точке, то есть организовать более позднее начало тепловыделения. Такая оптимизация процесса сгорания также обеспечивает небольшой рост индикаторного КПД на 1…2 относительных процента, но это при коэффициенте наполнении $\eta_v = 0{,}84$. При снижении нагрузки и работе с меньшим наполнением цилиндра в реальном двигателе угол опережения зажигания следует, насколько это возможно, приближать к оптимальному по условию детонации углу. Тогда повышенная на 2 ед. степень сжатия даст повышение топливной экономичности двигателя на частичных нагрузках на 5…6%.

Согласно международным экологическим требованиям современные двигатели должны работать на стехиометрических составах смеси для снижения выбросов токсичных компонентов отработавших газов, то есть при коэффициентах избытка воздуха $\alpha = 1{,}0$. Это снижает потенциальные показатели бензинового двигателя как по мощности, так и по экономичности. В этих условиях улучшение антидетонационных свойств современных двигателей может быть достигнуто при организации рабочего процесса с послойным смесеобразованием заряда в камере сгорания [9].

Исследования математической модели рабочего цикла показывают потенциальные возможности обеднения смеси в основной части камеры сгорания при сохранении топливной экономичности и бездетонационной работе [11]. Анализ условий детонации согласно формуле (2) проведен как на стехиометрических смесях, так и при обеднении смеси в диапазоне $\alpha = 1{,}0…1{,}8$. Для учета замедления сгорания бедных смесей получены уточненные алгоритмы расчета самовоспламенения смесей без турбулизации и с турбулизацией заряда в камере сгорания. Алгоритм расчета рабочего цикла учитывает закон тепловыделения по формуле (1), а потери на диссоциацию и теплопотери учитываются коэффициентом использования теплоты. Расчет температуры несгоревшего заряда выполняется по уравнению адиабатного процесса. Расчет показателей термодинамического цикла (давления и температуры цикла) выполняется при коэффициенте избытка $\alpha = 1$, а оценка условий детонации по самовоспламнению несгоревшего заряда при составах смеси $\alpha = 1{,}2…1{,}8$ – по уточненной формуле:

$$\frac{1}{19{,}75}\cdot\left(\frac{ON}{100}\right)^{-3.4107}\cdot\int_0^{\tau}(10{,}2\cdot p)^{1{,}7-0{,}55\cdot(\alpha_н-1{,}2)}\cdot e^{-3800/T_н}\cdot d\tau\geq 1, \quad (7)$$

где $\alpha_н$ – коэффициент избытка воздуха порций заряда, сгорающих в последнюю очередь.

Таким образом, на рисунке 7 моделировалось сгорание расслоенного заряда со средним значением $\alpha = 1$, предполагающего нормальное искровое воспламенение обогащенной смеси у свечи с $\alpha < 1$, и последующее сгорание в бедной смеси с $\alpha_н > 1{,}0…1{,}8$. Согласно данным рисунка 8 обеднение смеси порций заряда, до которых фронт пламени

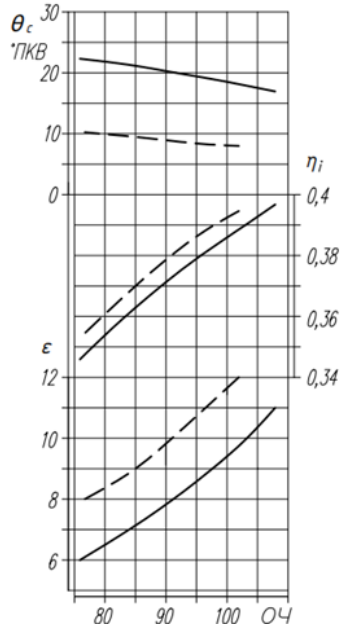


Рис. 7. Зависимости между требованиями ДВС к ОЧ топлива, допустимой по детонации степени сжатия ε и индикаторным КПД η_i:
——— – при оптимальном угле начала тепловыделения;
— — — — – при оптимальном пересжатии ДВС

Fig. 7. Correlation between fuel octane requirement, knock-limited compression ratio ε, and indicated efficiency η_i:
——— – optimal combustion start;
— — — — – optimal compression ratio

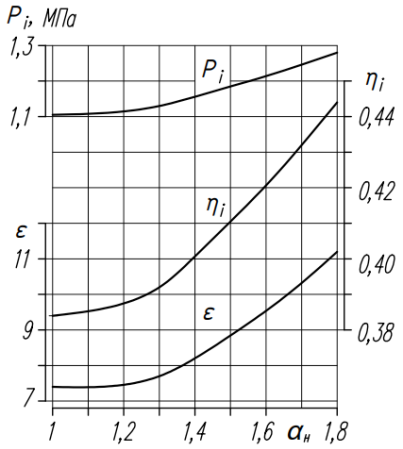


Рис. 8. Влияние обеднения смеси несгоревшего заряда на допустимую по детонации степнь сжатия ε, индикаторный КПД η_i и среднее индикаторное давление P_i

Fig. 8. Effect of unburned mixture excess air ratio on the knock-limited compression ratio ε, indicated efficiency η_i, and indicated mean effective pressure P_i

доходит в последнюю очередь, является эффективным способом подавления детонации. Обеднение порций, сгорающих в последнюю очередь, с $\alpha = 1{,}2$ до $\alpha = 1{,}8$ ($\Delta\alpha = 0{,}6$) позволяет повысить допустимую по детонации степень сжатия ε с 7,5 до 11,2 ($\Delta\varepsilon = 3{,}7$ ед.). КПД возрастает на 14,7%. Приняв для упрощения эту зависимость линейной (прямо пропорциональной), для повышения степени сжатия на единицу ($\Delta\varepsilon = 1$) нужно увеличивать коэффициент избытка воздуха (обеднять смесь) в последних порциях на 0,16 ($\Delta\alpha = 0{,}16$).

Рабочие процессы современных бензиновых автомобильных двигателей разрабатываются с учетом международных экологических требований, согласно которым состав смеси на всех нагрузочных режимах должен поддерживаться примерно как $\alpha = 1{,}0$. При этом для получения стабильного активного горения на малых нагрузках организуют расслоенные смеси (послойное смесеобразование). В учебной литературе[8] отмечается, что на полных нагрузках такое расслоение смеси не требуется. С точки зрения интенсификации процесса сгорания с этим можно согласиться, но с целью повышения антидетонационных свойств двигателей расслоение смеси является целесообразным и при полных нагрузках.

Результаты расчетов подтверждаются данными экспериментальных испытаний на выделенном цилиндре 4-цилиндрового двигателя с диаметром поршня $D = 82$ мм, ходом поршня $S = 71$ мм, $R/L = 029$, степени сжатия $\varepsilon = 9{,}52$. Выделенный 4-й цилиндр имел отдельную впускную систему с отдельным карбюратором, работал с полностью открытой дроссельной заслонкой при максимальном наполнении и мощностном составе смеси. Остальные три цилиндра работали от штатной системы питания с частично открытой дроссельной заслонкой. Использовался товарный бензин АИ-93. В диапазоне частоты вращения $n = 1400\ldots2400$ об/мин детонационная стойкость бензина не позволяла выйти на оптимальные углы опережения зажигания. Углы опережения зажигания устанавливались по началу слышимой детонации.

Для оценки влияния теплоотвода в камере сгорания эксперименты проводили с охлаждением днища поршня маслом. Опыты показали значительную эффективность воздействия охлаждения на улучшение антидетонационных характеристик. Расширялся диапазон регулирования угла опережения зажигания по началу детонации: при охлаждении днища поршня углы зажигания по началу детонации были на 4…5°пкв больше, чем в опытах без охлаждения. Индицирование цилиндра показало, что давление в цикле с охлаждением поршня заметно выше давления в цикле без охлаждения (рис. 9). Значения политропы сжатия $n_1\big|_{P_a}^{P_c}$ в циклах с охлаждением и без охлаждения днища поршня, представленные на рисунке 10, указывают на интенсивный отвод теплоты от камеры сгорания при охлаждении днища поршня.

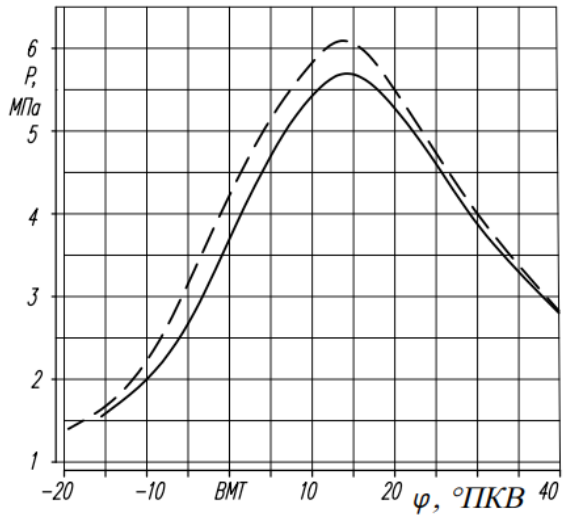


Рис. 9. Индикаторные диаграммы без охлаждения и с охлаждением днища поршня маслом:
——— – без охлаждения;
— — — – с охлаждением днища поршня

Fig. 9. Indicator diagrams with and without piston crown oil cooling:
——— – uncooled piston; — — — – oil-cooled piston crown

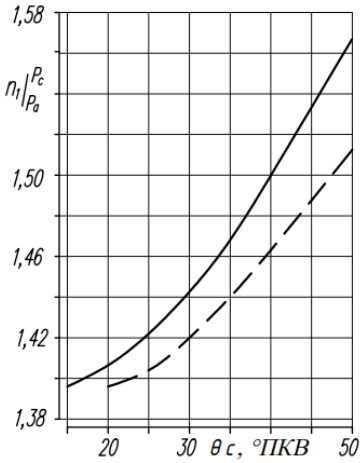


Рис. 10. Средние показатели политропы сжатия при разных углах начала тепловыделения θ_c:
——— – без охлаждения;
— — — – с охлаждением днища поршня

Fig. 10. Mean polytropic compression exponent versus combustion start angle θc:
——— – uncooled piston, — — — – oil-cooled piston crown

[1] Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов: В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов. 2-е изд., перераб. и доп. / Под ред. В.Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2005. 479 с.

Представленные показатели политропы сжатия $n_1|_{P_a}^{P_c}$ определены от давления начала сжатия P_a до давления P_c при угле θ_c («точке отрыва» линии сгорания от линии сжатия), который отсчитывается от верхней мертвой точки против вращения коленчатого вала. Чем больше угол θ_c, тем короче обрабатываемый участок сжатия. Из данных рисунка 10 следует, что в начальный период сжатия разница между показателями больше, и значит, интенсивнее происходит охлаждение сжимаемой газовой смеси ($n_1|_{P_a}^{P_c}$ при $\theta_c = 50°$пкв и при $\theta_c = 20°$пкв).

Для экспериментальной оценки интенсификации процесса тепловыделения на снижение детонации проведены сравнительные испытания двигателя с обычным (штатным) впускным клапаном и с заширмленным впускным клапаном, а также сравнительные испытания двигателя с одной свечой и с двумя свечами зажигания. Опыты с заширмлением впускного клапана выполнены на выделенном цилиндре со степенью сжатия $\varepsilon = 9{,}52$. Заширмленный клапан устанавливался и фиксировался в 4-х положениях. Угол охвата ширмы составлял 120°, высота ширмы – 10 мм. Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания, снятые при работе на товарном бензине и на изооктане при частоте вращения n =1700 об/мин с заширмленным и штатным клапанами, представлены на рисунке 11. Приведены характеристики при положении заширмленного клапана, оказывающего наиболее сильный эффект сокращения длительности сгорания.

Из данных рисунка 11 следует, что заширмление клапана не оказывает антидетонационного эффекта. На бензине, детонационная стойкость которого не позволяет выйти на оптимальный угол зажигания $\theta_{опт}$, максимальный крутящий момент M_e при начале слышимой детонации одинаков для обоих вариантов испытаний. При испытании на изооктане разность между оптимальным углом зажигания и углом зажигания по началу детонации практически не изменилась: с заширмленным клапаном – 19°пкв, со штатным клапаном – 20°пкв. Это значит, что антидетонационные свойства двигателя практически не изменились. Чтобы установить причины этого, проведено индицирование выделенного цилиндра при работе на изооктане на частоте вращения 1700 об/мин и максимальном наполнении.

Индицирование показало, что длительность тепловыделения (от момента отрыва линии сгорания от линии сжатия до максимума температуры цикла) с заширмленным клапаном сократилась на 9°пкв, изменились характеристика активного тепловыделения и значение среднего показателя политропы сжатия.

Кривая активного тепловыделения (рис. 12) с заширмленным клапаном характеризует более медленное сгорание топлива в начальный период, что ведет к улучшению антидетонационных свойств двигателя. Это согласуется с результатами расчетных исследований (табл. 1). Сокращение длительности сгорания, достигнутое при усилении турбулизации заряда ширмой клапана, тоже улучшает антидетонационные свойства двигателя и согласуется с расчетами (рис. 5). Однако опыты не показали антидетонационного эффекта. Такие результаты можно объяснить изменением показателя $n_1|_{p_a}^{p_c}$, который в опытах с заширмленным клапаном

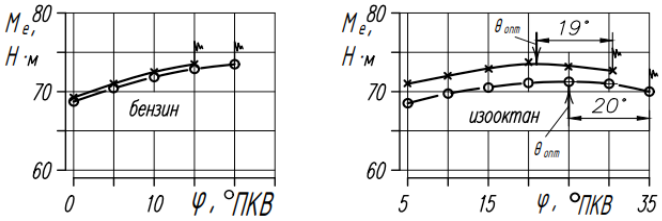


Рис. 11. Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания:
– штатный клапан; – заширмленный клапан; – начало слышимой детонации

Fig. 11. Ignition timing characteristics and knock boundary:
– standard valve; – shrouded valve; – onset of audible knock

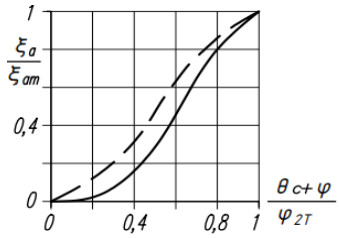


Рис. 12. Характеристики активного тепловыделения:
——— – заширмленный клапан; — — – штатный клапан

Fig. 12. Active heat release rate profiles:
——— – shrouded valve, — — – standard valve

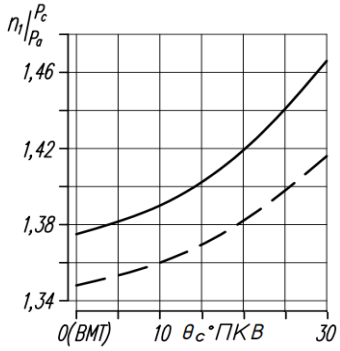


Рис. 13. Средние показатели политропы сжатия:
——— – заширмленный клапан; — — – штатный клапан

Fig. 13. Mean polytropic compression exponents:
——— – shrouded valve, — — – standard valve

больше (рис. 13). Это означает, что газовая смесь сильнее подогревается при сжатии с заширмленным клапаном ввиду увеличения коэффициента теплоотдачи от турбулизации заряда, и положительный эффект от сокращения длительности и изменения формы тепловыделения нейтрализуется отрицательным эффектом от увеличения показателя политропы сжатия.

В целях проверки рекомендаций расчетной модели по интенсификации процесса сгорания проведены эксперименты с одной и с двумя свечами зажигания. В качестве объекта исследований служила одноцилиндровая установка с диаметром цилиндра $D = 82$ мм, ходом поршня $S = 70$ мм и полисферической камерой сгорания со степенью сжатия $\varepsilon = 8{,}8$; свечи расположены в камере сгорания диаметрально противоположно.

На рисунке 14 представлены регулировочные характеристики по углу зажигания при работе двигателя на товарном бензине, из которых следует, что зажигание двумя свечами улучшает антидетонационные свойства двигателя. При работе на бензине с заниженным октановым числом с одной свечой зажигания слышимая детонация наступает при угле зажигания $\theta_{нд} = 21$°пкв, а оптимальный угол (определен на высокооктановом бензине) на этом режиме – $\theta_{опт} = 32$°пкв. При зажигании от двух свечей, соответственно, $\theta_{нд} = 17$°пкв и $\theta_{опт} = 25$°пкв.

Кривые активного тепловыделения в относительных координатах представлены на рисунке 15, а основные параметры процесса сгорания, полученные при обработке индикаторных диаграмм, отображены в таблице 2. При индицировании угол зажигания θ был уменьшен на 1°пкв по отношению к углу начала слышимой детонации $\theta_{нд}$.

Форма кривой тепловыделения для обоих вариантов меняется незначительно, но сокращение длительности тепловыделения приводит к заметному улучшению антидетонационных свойств двигателя.

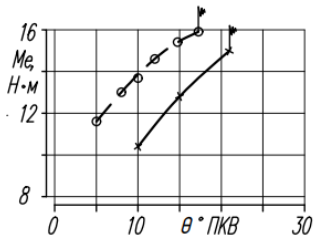


Рис. 14. Регулировочные характеристики по углу зажигания:
– одна свеча зажигания; – две свечи зажигания; – начало слышимой детонации

Fig. 14. Ignition timing characteristics and knock boundary:
– single-spark plug; – dual-spark plugs; – onset of audible knock

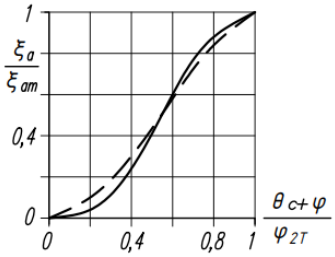


Рис. 15. Графики кривых активного тепловыделения:
——— – одна свеча зажигания; — — – две свечи зажигания

Fig. 15. Active heat release rate curves:
——— – single-spark plug, — — – dual-spark plugs

Таблица 2

Основные параметры процесса сгорания

Table 2

Key parameters of the combustion process

Зажигание	Угол опережения зажигания θ, °пкв	Угол отрыва линии сгорания от линии сжатия, θ_c, °пкв	Длительность первой фазы сгорания, φ_1, °пкв	Длительность второй фазы сгорания до максимума давления, φ_{2z}, °пкв	Длительность второй фазы сгорания до максимума температуры (длительность тепловыделения), φ_{2T}, °пкв
Одна свеча	20	13	7	34	52
Две свечи	16	13	3	29,5	47

Выводы

1. Математическое моделирование рабочего цикла двигателя является эффективным способом исследования детонационных характеристик бензиновых двигателей. Экспериментально подтверждена правильность расчетного прогнозирования детонации по математической модели.

2. Расчетное прогнозирование детонации требует учета двухстадийного механизма возникновения детонации для применяемого товарного бензина с низким октановым числом и с преобладающим групповым составом парафина (алканов).

3. Эффективным способом подавления детонации в поршневых ДВС является интенсификация

теплообмена на начальных стадиях цикла за счет уменьшения начальной температуры цикла, снижения показателя политропы сжатия, а также сокращения длительности тепловыделения. Для высокооктанового топлива снижение начальной температуры цикла на 10°С позволяет повысить допустимую по детонации степень сжатия на 0,4 ед.; снижение среднего показателя политропы сжатия на 0,01 повышает степень сжатия на 0,4 ед. и индикаторный КПД на 1%; сокращение длительности тепловыделения на 10°пкв позволяет повысить степень сжатия на 0,5 ед. или снизить требования к ОЧ бензина на 3,2 ед. ОЧ при неизменной степени сжатия.

4. Сокращение длительности тепловыделения за счет организации турбулизации или направленного вихря заряда на впуске может не оказать антидетонационного эффекта вследствие увеличения показателя политропы сжатия ввиду увеличения теплоотдачи от более интенсивной газодинамики.

5. Эффективным способом улучшения антидетонационных характеристик двигателя является оптимизация регулирования для получения наибольшего КПД, предусматривающая «оптимальное пересжатие» двигателя – избыточное повышение геометрической степени сжатия и снижение углов зажигания по сравнению с их оптимальными значениями. При скоростном режиме 2000 об/мин, полной нагрузке и длительности тепловыделения 50°пкв оптимальное пересжатие достигается при повышении степени сжатия на 2 ед. и смещении угла зажигания в сторону запаздывания на 10°пкв. При этом индикаторный КПД на полной нагрузке повышается на 1…2% в зависимости от ОЧ топлива. Но на частичных нагрузках при работе двигателя с оптимальными углами зажигания повышенная на 2 ед. степень сжатия даст заметное повышение КПД – на 5…6%.

6. Детонационные характеристики двигателя и его КПД могут быть улучшены при организации послойного смесеобразования. Расчеты показали: если порции заряда, до которых фронт пламени доходит в последнюю очередь, обеднить от $\alpha = 1$ до $\alpha = 1{,}8$, то степень сжатия по началу детонации можно повысить на 3,7 ед.

Список источников

1. Кавтарадзе Р.З. Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей // Двигателестроение. 2019. № 2. С. 3-8. EDN: EGJULS

2. Апелинский Д.В., Яхутль Д.Р., Шендеровский И.М. Математические модели рабочего цикла ДВС с искровым зажиганием и их численная реализация // Автомобильная промышленность. 2012. № 1. С. 10-13. EDN: NCWIIX

3. Береснев А.Л., Береснев М.А. Разработка математической модели детонации в современном ДВС // Известия ЮФУ. Технические науки. 2020. № 2 (212). С. 123-133. EDN: DPSFHZ

4. Ларионов Л.Б., Болоев П.А., Ильин П.И. и др. Методика расчета детонации в цилиндре биогазового двигателя с искровым зажиганием // Известия МГТУ МАМИ. 2015. Т. 1, № 3. С. 80-85. EDN: UXKHBX

5. Manzoor W.A., Rawashdeh S., Mohammadi A. Real-time prediction of pre-ignition and super-knock in internal combustion engines. SAE International Journal of Engines. 2022;16(3):03-16-03-0021. EDN: ECOFSI

6. Bradley D., Kalghatgi G.T. Influence of autoignition delay time characteristics of different fuels on pressure waves and knock in reciprocating engines. Combustion and Flame. 2009;156(12):2307-2318. https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2009.08.003

7. Капустин А.В., Чумаков В.Л., Девянин С.Н., Жоробеков Б.А. Математическое моделирование детонации в двигателях с искровым зажиганием // Агроинженерия. 2023. Т. 25, № 4. С. 43-51. EDN: QPGNSQ

8. Чумаков В.Л., Девянин С.Н. Снижение выбросов оксидов при управлении процессом сгорания в дизельном двигателе // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2021. Т. 15, № 1. С. 48-56. https://doi.org/10.22314/2073-7599-2021-15-1-48-56

9. Chumakov V.L., Devyanin S.N., Bijaev A.V. Nitrogen oxide formation with nonuniform fuel distribution in diesel

References

1. Kavtaradze R.Z. Development of combustion theory in Bauman Technical University: from Grinevetsky method to modern 3d-models. *Engines Construction*. 2019;2:3-8. (In Russ.)

2. Apelinskiy D.V., Yakhutl D.R., Shenderovskiy I.M. Mathematical models of the spark-ignition engine working cycle and their numerical implementation. *Avtomobilnaya Promyshlennost*. 2012;1:10-13. (In Russ.)

3. Beresnev A.L., Beresnev M.A. Development of knock mathematical model for modern IC engine. *Izvestiya Sfedu. Engineering Sciences*. 2020;2:123-133. (In Russ.)

4. Larionov L.B., Boloev P.A., Iliin P.I. et al. Method of detonation calculation in the cylinder of biogas engine with spark ignition. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2015;1(3):80-85. (In Russ.)

5. Manzoor W.A., Rawashdeh S., Mohammadi A. Real-time prediction of pre-ignition and super-knock in internal combustion engines. *SAE International Journal of Engines*. 2022;16(3):03-16-03-0021.

6. Bradley D, Kalghatgi G.T. Influence of autoignition delay time characteristics of different fuels on pressure waves and knock in reciprocating engines. *Combustion and Flame*. 2009;156(12):2307-2318. https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2009.08.003

7. Kapustin A.V., Chumakov V.L., Devyanin S.N., Zhorobekov B.A. Mathematical modeling of engine detonation in spark ignition engines. *Agricultural Engineering* (*Moscow*). 2023;25(4):43-51. (In Russ.)

8. Chumakov V.L., Devyanin S.N. Oxide Emissions Reduction from Combustion Control in a Diesel Engine. *Agricultural Machinery and Technologies*. 2021;15(1):48-56. (In Russ.) https://doi.org/10.22314/2073-7599-2021-15-1-48-56

9. Chumakov V.L., Devyanin S.N., Bijaev A.V. Nitrogen oxide formation with nonuniform fuel distribution in diesel engine. *Journal of Physics*: *Conference Series*. 2020;1679:52089. https://doi.org/10.1088/1742-6596/1679/5/052089

engine. Journal of Physics: Conference Series. 2020;1679:52089. https://doi.org/10.1088/1742-6596/1679/5/052089

10. Турсунбаев Ж.Ж., Жоробеков Б.А., Капустин А.В. и др. Исследование антидетонационных свойств бензиновых двигателей с помощью регрессионного анализа // Наука, новые технологии и инновации Кыргызстана. 2025. № 2. С. 8-14. EDN: XQKLZW

11. Новиков М.А., Капустин А.В., Чумаков В.Л., Павлов С.Б. Расчетное прогнозирование детонации при работе двигателя на бедных составах смеси // Аграрный вестник Верхневолжья. 2025. № 4 (53). С. 101-107. EDN: MGZRPY

Информация об авторах

[1] **Капустин Александр Васильевич,** канд. техн. наук, доцент; aleksandr.kapustin@novsu.ru; SPIN-код: 4981-5158; https://orcid.org/0009-0002-7119-8192

[2] **Чумаков Валерий Леонидович,** канд. техн. наук, профессор; valery.chumakov@gmail.com; SPIN-код: 8443-2880; https://orcid.org/0000-0002-1442-4416

[3] **Девянин Сергей Николаевич,** д-р техн. наук, профессор; devta@rambler.ru, SPIN-код: 2747-6968; https://orcid.org/0000-0001-6776-0432

[4] **Федоткин Роман Сергеевич,** канд. техн. наук; fedotkin@rgau-msha.ru, SPIN-код: 2417-4241; https://orcid.org/0000-0002-3991-4315

[5] **Бижаев Антон Владиславович,** канд. техн. наук; доцент; a.bizhaev@mail.ru; SPIN-код: 9728-8666; https://orcid.org/0000-0002-0807-1255

[1] Новгородский государственный университет имени Ярослава Мудрого; 173003, Российская Федерация, г. Великий Новгород, Большая Санкт-Петербургская ул., 41

[2, 3, 4, 5] Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева; 127550, Российская Федерация, г. Москва, ул. Тимирязевская, 49

Вклад авторов

А.В. Капустин – методология, программное обеспечение, руководство и проведение исследований, формальный анализ, создание черновика рукописи;
В.Л. Чумаков – программное обеспечение, проведение исследований, визуализация, создание черновика рукописи.
С.Н. Девянин – верификация данных, формальный анализ;
Р.С. Федоткин – ресурсы, верификация данных;
А.В. Бижаев – верификация данных, формальный анализ.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов и несут ответственность за плагиат

Статья поступила 25.06.2026, после рецензирования и доработки 03.07.2026, принята к публикации 06.10.2026

10. Tursunbaev Zh., Zhorobekov B., Kapustin A. Investigation of anti-detonation properties of gasoline engines using regression analysis. *Nauka, novye tekhnologii i innovatsii Kyrgyzstana.* 2025;2:8-14. (In Russ.)

11. Novikov M.A., Kapustin A.V., Chumakov V.L., Pavlov S.B. Detonation prediction when an engine is operating on lean mixture compositions. *Agrarniy vestnik Verkhnevolzhya.* 2025;4:101-107. (In Russ.)

Author Information

A.V. Kapustin[1], CSc(Eng), Associate Professor, aleksandr.kapustin@novsu.ru; https://orcid.org/0009-0002-7119-8192

V.L. Chumakov[2], CSc(Eng), Professor; valery.chumakov@gmail.com; https://orcid.org/0000-0002-1442-4416

S.N. Devianin[3], DSc(Eng), Professor; devta@rambler.ru, https://orcid.org/0000-0001-6776-0432

R.S. Fedotkin[4], CSc(Eng), fedotkin@rgau-msha.ru, https://orcid.org/0000-0002-3991-4315

A.V. Bizhayev[5], CSc(Eng), Associate Professor, a.bizhaev@mail.ru; https://orcid.org/0000-0002-0807-1255

[1] Yaroslav the Wise Novgorod State University; 41 Bolshaya Sankt-Peterburgskaya Str., Veliky Novgorod, 173003, Russian Federation

[2, 3, 4, 5] Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy; 49 Timiryazevskaya Str., Moscow, 127434, Russian Federation

Author Contribution

A.V. Kapustin – methodology, software, research supervision, investigation, formal analysis, writing – original draft;
V.L. Chumakov – software, investigation, visualization, writing – original draft;
S.N. Devyanin– validation, formal analysis;
R.S. Fedotkin – resources, validation;
A.V. Bizhayev – validation, formal analysis.

Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest and are responsible for plagiarism.

Received 25.06.2026; Revised 03.07.2026; Accepted 06.10.2026