

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

А. В. Капустин¹, С. В. Смирнов¹, В. Л. Чумаков²

¹ФГБОУ ВО «Новгородский государственный университет
имени Ярослава Мудрого»

(г. Великий Новгород, Российская Федерация)

²ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный
университет – МСХА имени К. А. Тимирязева»

(г. Москва, Российская Федерация)

Аннотация. Рассматриваются основные принципы построения двухзонной модели термодинамических параметров рабочего цикла двигателя с искровым зажиганием. Параметры сжатия рассчитываются по среднему показателю политропы сжатия с учетом его изменения от угла опережения тепловыделения. Процесс сгорания разделяется на две условные стадии, по каждой из которых сгорание рассматривается как равновесный термодинамический процесс при своих специфических параметрах рабочего тела. В расчете применяются среднестатистические эмпирические законы тепловыделения, отражающие характер разделения заряда на зоны.

Ключевые слова: математическое моделирование; термодинамический цикл с искровым зажиганием; разделение заряда на зоны; термодинамические параметры цикла; давление; температура; тепловыделение; КПД.

MATHEMATICAL MODEL OF SPARK IGNITION ENGINE WORKING CYCLE

A. V. Kapustin^a, S. V. Smirnov^a, V. L. Chumakov^b

^aYaroslav-the-Wise Novgorod State University
(Veliky Novgorod, Russian Federation)

^bRussian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy
(Moscow, Russian Federation)

Abstract. The basic principles of two-zone model of thermodynamic parameters of the operating cycle for spark ignition engine are considered. Compression parameters are calculated from the average compression polytropic index, taking into account its change from the heat release advance angle. The combustion process is divided into two conditional stages, for each of which combustion is considered as an equilibrium thermodynamic process with its specific param-

eters of the working mixture. The calculation uses the average empirical laws of heat release, reflecting division of charge in to zones. Confirmations of the adequacy of the model are given.

Keywords: *mathematical modeling; thermodynamic cycle with spark ignition; division of charge into zones; thermodynamic parameters of the cycle; pressure; temperature; heat release; efficiency.*

Разработка новых двигателей внутреннего сгорания, равно как и модернизация существующих, требует решения сложных, и часто противоречивых проблем, связанных с вопросами защиты окружающей среды, сохранения традиционных ископаемых источников энергии, или применения новых эффективных альтернативных источников энергии. Многолетняя эксплуатация традиционных поршневых двигателей внутреннего сгорания показывает, что, несмотря на их невысокие эффективные показатели и выбросы вредных веществ с отработавшими газами, они остаются доминирующими силовыми агрегатами в различных отраслях нашей экономики, требующими постоянного совершенствования.

Развитие информационно-вычислительных технологий усиливает роль математического моделирования рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания (ДВС) в целях оперативного поиска новых решений в организации рабочих процессов, названных двигателями, апробации новых альтернативных видов топлива, улучшения их эффективных и экологических показателей.

При разработке математических моделей рабочих циклов ДВС целесообразно выбирать оптимальное решение в сложности создаваемых математических моделей, обеспечивающих адекватное прогнозирование физических процессов в двигателе при одновременно минимально возможной сложности расчетных моделей. В настоящее время многие исследователи предлагают модели рабочего цикла, достаточно точно отражающие физические процессы в ДВС и обеспечивающие необходимую точность расчетов показателей ДВС [1, 2]. Однако, громоздкие математические модели термодинамических циклов двигателей, с глубокой детализацией рабочих процессов, с большим количеством арифметических операторов создают определенные трудности при первичном поиске и прогнозировании показателей, как при мо-

дернизации рабочего цикла, так и при оценке использования новых видов топлива.

Вместе с тем, многие задачи расчетного анализа рабочих циклов ДВС можно решать с приемлемой для практики точностью по значительно более простым математическим моделям. Цель данной работы состояла в разработке достаточно простой математической модели термодинамического цикла двигателя с искровым зажиганием и двухстадийным сгоранием, обеспечивающим адекватное предсказание основных показателей цикла. Практика показывает, что идея двухстадийного сгорания, представленная в ранних работах [3], не потеряла своей актуальности при разработке конструктивных схем с расслоением заряда в камере сгорания как для двигателей искрового зажигания, так и для дизелей [4].

За основу настоящей модели была принята разработанная ранее математическая модель двигателя с искровым зажиганием. Исходные данные в модели, расчет параметров в конце впуска, числа молей свежего заряда и остаточных газов выполняются по аналогии с расчетами в [3, 5]. Расчет термодинамических параметров цикла в момент начала видимого сгорания (начала тепловыделения – точка отрыва линии сгорания от линии сжатия) выполняется по среднему показателю политропы сжатия с учетом изменения этого показателя от угла опережения тепловыделения [6].

Расчет процесса сгорания разделяется на две условные стадии, по каждой из которых выполняются следующие допущения: процесс сгорания – равновесный термодинамический процесс, то есть, в каждый момент цикла давление и температура одинаковы во всех точках надпоршневого объема цилиндра; рабочее тело состоит из продуктов сгорания и воздуха; количество молей продуктов сгорания состоит из количества молей остаточных газов от предыдущего цикла и вновь образуемого количества, определяемого пропорционально доле сгоревшего топлива в данный момент цикла.

Расчеты выполняются применительно к 1 кг топлива.

В основу расчета процесса сгорания положены два известных дифференциальных уравнения 1-го закона термодинамики:

$$dQ = M \cdot \mu_{c_p} \cdot dT - V \cdot dp;$$

$$dQ = M \cdot \mu_{c_v} \cdot dT + p \cdot dV,$$

где Q – теплота, M – количество молей газовой смеси, μ_{c_p} и μ_{c_v} – истинные мольные теплоемкости смеси газов соответственно при постоянном давлении и постоянном объеме, T – термодинамическая температура, V – объем, p – термодинамическое давление рабочего тела.

После преобразований этих уравнений применительно к пошаговому расчету текущих температуры и давления цикла двигателя получаются следующие расчетные выражения:

$$T_i = \frac{T_{i-1} + [Q_i - P_{i-1} \cdot (V_i - V_{i-1})]}{\mu_{c_{vi}} \cdot M_i} \quad (1)$$

$$P_i = \frac{P_{i-1} + [\mu_{c_{pi}} \cdot M_i \cdot (T_i - T_{i-1}) - Q_i]}{V_i}, \quad (2)$$

где T_i, P_i – температура и давление в расчетном шаге; T_{i-1}, P_{i-1} – температура и давление в предыдущем шаге, которые в первом расчетном шаге принимаются равными температуре и давлению конца сжатия; Q_i – количество теплоты, подводимой в шаге; V_i, V_{i-1} – надпоршневые объемы в расчетном и предыдущем шагах; $\mu_{c_{pi}}, \mu_{c_{vi}}$ – истинные мольные теплоемкости при постоянном давлении и постоянном объеме смеси газов в расчетном шаге; M_i – количество молей смеси газов в расчетном шаге.

Теплоемкость свежего заряда определяется по эмпирической формуле для расчета истинной теплоемкости воздуха.

Для упрощенного расчета истинной мольной теплоемкости продуктов сгорания использованы эмпирические формулы для расчета средней теплоемкости продуктов сгорания в зависимости от коэффициента избытка воздуха α [3]. Для перехода от средней теплоемкости к истинной теплоемкости коэффициент при температуре в этих формулах умножается на 2.

При $\alpha \geq 1$

$$\mu_{c_v} = 20,2 + \frac{0,92}{\alpha} + 2 \left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \text{ Т}; \quad (3)$$

при $\alpha < 1$

$$\mu_{c_v} = (18,4 + 2,6 \cdot \alpha) + 2 \cdot (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \text{ Т}. \quad (4)$$

Надпоршневой объем в шаге определяется как:

$$V_i = V_c + \frac{V_h}{2} \cdot \left[1 - \cos \varphi_i + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi_i) \right], \quad (5)$$

где V_c , V_h – объем камеры сгорания и рабочий объем в расчете на 1 кг топлива; φ_i – угол в градусах поворота коленчатого вала (°ПКВ) в расчетном шаге; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Теплота в шаге равна:

$$Q_i = \xi_{\text{ап1}} \cdot (H_u - \Delta H_u) \cdot g_1, \quad (6)$$

где H_u – низшая теплота сгорания 1 кг топлива; ΔH_u – потери теплоты из-за химического недогорания топлива при $\alpha < 1$; g_1 – количество топлива сгорающего в камере сгорания на первой стадии процесса сгорания и задается в исходных данных; $\xi_{\text{ап1}}$ – текущий коэффициент активного тепловыделения в первой стадии сгорания, определяемый [3]:

$$\xi_{\text{ап1}} = 1 - \left[1 - \left(\frac{(\theta_c + \varphi)}{\varphi_{2T}} \right)^\beta \right]^m \cdot \xi_{\text{аТ1}}, \quad (7)$$

где θ_c – угол опережения подвода теплоты; φ_{2T} – продолжительность тепловыделения при одностадийном сгорании; β , m – показатели интенсивности тепловыделения; $\xi_{\text{аТ1}}$ – коэффициент активного тепловыделения в конце сгорания при одностадийном процессе.

С началом второй стадии сгорания характер тепловыделения изменяется. С этого момента текущий коэффициент активного тепловыделения рассчитывается пропорционально углу поворота коленчатого вала:

$$\xi_{\text{ап2}} = \left[\frac{\varphi - \theta_1}{\theta_2 - \theta_1} \right] \cdot \xi_{\text{аТ2}}, \quad (8)$$

где θ_2 – угол в °ПКВ от ВМТ до окончания второй стадии сгорания; θ_1 – угол в °ПКВ от ВМТ до окончания первой стадии сгорания; $\xi_{\text{аТ2}}$ – коэффициент активного тепловыделения в конце двухстадийного сгорания.

Текущая доля сгоревшего топлива в первой стадии определяется отношением $x_1 = \xi_{\text{ап1}} / \xi_{\text{аТ1}}$.

Текущее число молей продуктов сгорания вычисляется пропорционально доле сгоревшего топлива $M_{2i} = x_1 \cdot g_1 \cdot M_2$, где M_2 – число молей продуктов сгорания в расчете на 1 кг топлива.

Текущее число молей свежего заряда для свечной полости определяется пропорционально доле несгоревшего топлива:

$$M_{1i} = (1 - x_1) \cdot q_1 \cdot M_1, \quad (9)$$

где M_1 – число молей свежего заряда в расчете на 1 кг топлива.

Общее текущее число молей в свечной полости равно:

$$M_i = M_{2i} + M_{1i} + M_r \cdot q_1, \quad (10)$$

где M_r – число молей остаточных газов в расчете на 1 кг топлива.

В течении первой стадии сгорания в первой зоне продолжается процесс сжатия и последующего расширения без сгорания. Текущие давление и температура рассчитываются по закономерностям политропного процесса с показателем политропы n_1 .

С момента распространения сгорания по обеим зонам, предполагается мгновенное выравнивание давления и температуры по всему надпоршневому объему. При этом давление определяется по закону Дальтона, а температура рассчитывается делением суммарной энтальпии газовой смеси объединенного объема на суммарное число молей и мольную изобарную теплоемкость этой смеси.

Количество теплоты в шаге при расчете второй стадии сгорания определяется:

$$Q_i = \xi_{a\phi 2} \cdot (H_u - \Delta H_u) \cdot (1 - x_1). \quad (11)$$

Текущее количество сгоревшего топлива во второй стадии равно:

$$x_2 = \varphi_{a\phi 2} \cdot \frac{1 - x_1}{\xi_{aT 2}}, \quad (12)$$

общее количество сгоревшего топлива в цикле к данному моменту равно $x_2 + x_1$, а количество несгоревшего топлива $(1 - x_1 - x_2)$.

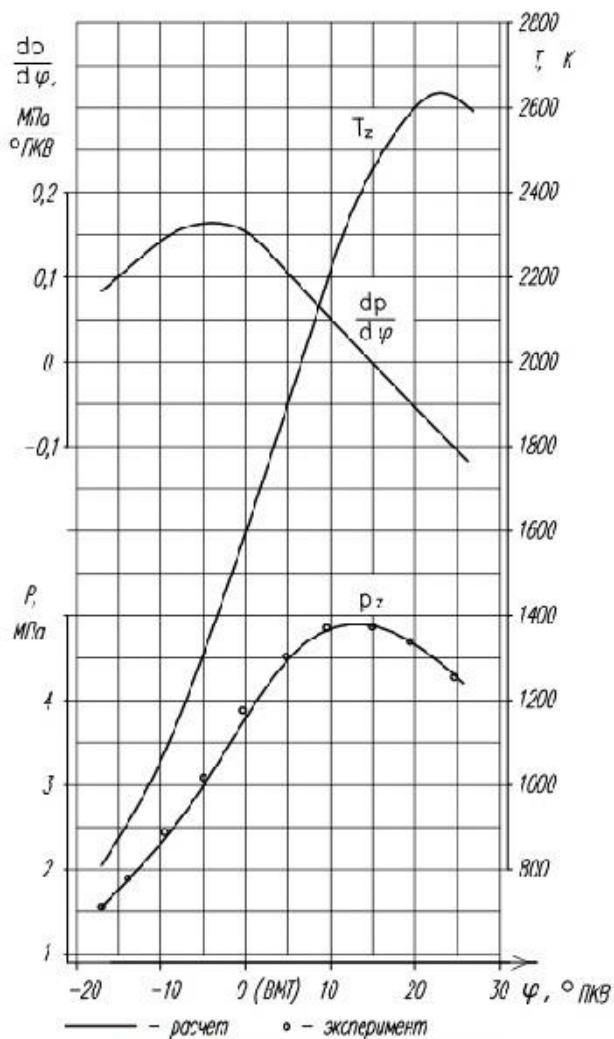


Рис. 1. Сравнение расчетных и экспериментальных давлений на участке сгорания действительного цикла двигателя

сжатия.

Работа процесса сжатия до начала сгорания и работа процесса расширения определяются также как в [3, 5].

На основе изложенной методики разработаны алгоритм, программа расчета, и выполнены проверочные расчеты. Для проверки модели были выбраны результаты индицирования двигателя ВАЗ-2110, предполагающие результаты одностадийного сгорания. Сравнение расчетных давлений цикла на участке тепловыделения и действительных давлений, полученных ранее при индицировании двигателя, показано на рис. 1.

Видно, что расчетные давления с приемлемой точностью прослеживают действительные давления. Был выполнен ряд других сравнительных расчетов циклов с теми же расчетами, выпол-

Пропорционально этому количеству несгоревшего топлива определяется число молей свежего заряда по аналогии с расчетами в первой стадии. Соответственно количество продуктов сгорания определяется пропорционально доле сгоревшего топлива, а число молей остаточных газов равно M_r . Для этого состава определяются мольные теплоемкости по правилам расчета теплоемкостей газовых смесей.

Работа сжатия и расширения за период сгорания определяется методом численного интегрирования по методике [5]. При этом в период первой стадии сгорания расчет работы для первой выделенной зоны выполняется по формуле вычисления работы в политропном процессе

ненными ранее по надежно проверенной модели цикла [5]. Полученные результаты так же показали приемлемую точность расчетов.

Выводы:

1. Уточнение термодинамических параметров рабочего цикла моделирующего двухзонное разделение заряда в цилиндре повысило точность определения конечных параметров цикла исходной базовой модели.

2. Разработанная модель показала достаточно хорошую сходимость с результатами экспериментов в сходных условиях.

3. Модель предполагается использовать для оценки условий возникновения самовоспламенения в несгоревшей части заряда второй зоны, моделировать детонацию, определять термодинамические параметры в различных точках цикла, жесткость работы, среднее индикаторное давление, КПД и иные показатели цикла для двухтопливных систем, включая применение альтернативных топлив, моделировать образование и количественно оценивать выбросы несгоревших углеводородов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Максимов А. Л., Черняк Б. Я. Расчетная модель действительного цикла двигателя внутреннего сгорания // Сб. научн. тр. МАДИ. 1976. С. 74-81.

2. Chumakov V. L., Devyanin S. N., Bijaev A. V. Nitrogen oxide formation with nonuniform fuel distribution in diesel engine // Journal of Physics: Conference Series. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. Krasnoyarsk, Russian Federation. 2020. С. 52089.

3. Капустин А. В. Расчет цикла ДВС при многозонной модели с учетом теплотерь в стенки // Сб. научн. тр. МАДИ. 1983. С. 75-83.

4. Чумаков В. Л., Бижаев А. В., Путан А. А. Снижение выбросов оксидов азота с отработавшими газами газодизеля // Чтения академика В. Н. Болтинского (115 лет со дня рождения). Сборник статей семинара. Под редакцией М. Н. Ерохина. 2019. С. 118-122.

5. Капустин А. В. Математическая модель цикла двигателя с двухстадийным сгоранием // Ученые записки ИСХ и ПР НовГУ. 2004. С. 87-90.

6. Капустин А. В., Чумаков В. Л., Бижаев А. В. Особенности расчета процесса сжатия в математических моделях термодинамических цик-

лов бензиновых двигателей // Сб. Чтения академика В. Н. Болтинского. 2020. С. 220-226.

REFERENCES

1. Maksimov A. L., Chernyak B. Ya. The calculation model of the actual cycle of the internal combustion engine. *Sbornik nauchnyh trudov MADI*, 1976, pp. 74-81.

2. Chumakov V. L., Devyanin S. N., Bijaev A. V. Nitrogen oxide formation with nonuniform fuel distribution in diesel engine. *Journal of Physics: Conference Series. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations*, 2020, pp. 52089.

3. Kapustin A. V. Calculation of the internal combustion engine cycle with a multi-zone model taking into account heat loss in the walls. *Sbornik nauchnyh trudov MADI*, 1983, pp. 75-83.

4. Chumakov V. L., Bagaev A. V., Putan A. A. Reducing emissions of nitrogen oxides from exhaust-tashimi gases of the diesel engine. *Chteniia akademika V. N. Boltinskogo (115 let so dnia rozhdeniia)*, 2019, pp. 118-122.

5. Kapustin A. V. Mathematical model cycle engine with two-stage combustion. *Uchenye zapiski ISKh i PR NovGU*, 2004, pp. 87-90.

6. Kapustin A. V., Chumakov V. L., Bizhaev A. V. Features of the calculation of the compression process in mathematical models of thermodynamic cycles petrol engines. *Chteniia akademika V. N. Boltinskogo*, 2020, pp. 220-226.

Об авторах:

Капустин Александр Васильевич, доцент кафедры энергетики и транспорта ФГБОУ ВО «Новгородский государственный университет имени Ярослава Мудрого» (173003, Великий Новгород, ул. Большая Санкт-Петербургская, д. 41), кандидат технических наук, aleksandr.kapustin@novsu.ru.

Смирнов Семен Владиславович, студент ФГБОУ ВО «Новгородский государственный университет имени Ярослава Мудрого» (173003, Великий Новгород, ул. Большая Санкт-Петербургская, д.41)

Чумаков Валерий Леонидович, профессор кафедры тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К. А. Тимирязева» (127550, Российская Федерация, г. Москва, ул. Тимирязевская, д. 49), кандидат технических наук.

About the authors:

Aleksandr V. Kapustin, Associate professor of the Department of Energy and Transport, Yaroslav the Wise Novgorod State University (173003, Ve-

liky Novgorod, Bolshaya Saint-Petersburgskaya St., 41), Cand.Sc. (Engineering), aleksandr.kapustin@novsu.ru.

Semen V. Smirnov, student, Yaroslav the Wise Novgorod State University (173003, Veliky Novgorod, Bolshaya Saint-Petersburgskaya St., 41)

Valeriy L. Chumakov, associate professor of the Department of Tractors and Automobiles, Russian Timiryazev State Agrarian University (127550, Russian Federation, Moscow, Timiryazevskaya St. 49.), Candidate of Technical Sciences.