

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

П.О. Болотов

bpo0109@mail.ru

SPIN-код: 2787-5453

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Для разработки новых двигателей, а также для получения корректных результатов математического моделирования следует использовать численные методы, с помощью которых происходит верификация математических моделей. Такой подход позволяет существенно снизить материальные и временные затраты на стадии разработки. Представлен алгоритм обработки экспериментальных данных, а также предложен подход по подбору полуэмпирических коэффициентов Вибе для верификации математической модели по экспериментальным данным. Проведено сравнение двух оптимизационных методов. В качестве целевой функции выбран интеграл модуля разности квадратов экспериментальной и расчетной зависимостей.

Ключевые слова

Оптимизация, поршневой двигатель, численный метод, формула Вибе, целевая функция, индикаторная диаграмма, модель горения, метод полного перебора, градиентный метод

Поступила в редакцию 18.06.2018

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018

Постановка задачи. При проектировании новых двигателей все чаще применяются численные методы, с помощью которых можно улучшать конструкцию без больших затрат на производство опытных агрегатов. Улучшения конструкции добиваются как на прочностном уровне, т. е. благодаря уменьшению массы деталей без снижения прочностных показателей, так и путем совершенствования рабочего процесса двигателя. Известно, что моделирование процесса сгорания в двигателе достаточно затруднительно, поскольку оно происходит по сложному физико-химическому механизму.

Для первичной оценки рабочего процесса необходимы «простые» полуэмпирические формулы, базирующиеся на законах физики и химии. Данные модели успешно применяют при исследовании процесса сгорания, однако перед этим требуется их верификация, т. е. «качественная» обработка экспериментальных данных, и уточнение ряда эмпирических коэффициентов, которые в дальнейшем могут лечь в основу более точных методов расчета рабочего процесса, близких по эффективности к методам вычислительной гидродинамики (Computational Fluid Dynamics — CFD) [1].

Существует множество полуэмпирических зависимостей для расчета скорости тепловыделения. Рассмотрим наиболее известные из них.

Формула Неймана. Карл Нейман, немецкий математик, профессор университетов в Базеле, Тюбингене и Лейпциге, еще в XIX веке предложил использовать для расчета тепловыделения эмпирическую формулу, поскольку он так и не смог теоретически описать процесс изменения скорости тепловыделения $\frac{dx}{d\tau} = f(\tau)$, ссылаясь на законы химической кинетики [2]. Позже было установлено, что скорость окисления подчиняется экспоненциальному закону, а не является линейной, как в классической кинетике, данный факт не согласуется с эмпирической формулой, предложенной Нейманом, которая имеет вид

$$x = \left(2 - \frac{\tau}{\tau_{cr}}\right) \frac{\tau}{\tau_{cr}},$$

тогда скорость сгорания выражается формулой

$$\frac{dx}{d\tau} = \frac{2}{\tau_{cr}} \left(1 - \frac{\tau}{\tau_{cr}}\right),$$

где τ — текущее время процесса сгорания, $\tau \in [0, \tau_{cr}]$; τ_{cr} — продолжительность процесса сгорания; x — доля сгоревшего топлива.

Формула Пугачева. Известно, что процесс сгорания обычно характеризуют двумя механизмами протекания: кинетическим и диффузионным. Тогда скорость тепловыделения будет иметь два пика: от кинетического и диффузионного сгорания. Советский ученый Б.П. Пугачев [3] предложил следующий вид аппроксимирующей кривой:

$$x = x_1 \left[1 - \exp\left(-\frac{1}{2} \frac{\tau^2}{\tau_{max1}^2}\right)\right] + x_2 \left[1 - \exp\left(-\frac{1}{2} \frac{\tau^2}{\tau_{max2}^2}\right)\right],$$

при которой выражение для скорости сгорания имеет вид

$$\frac{dx}{d\tau} = \frac{x_1}{\tau_{max1}^2} \tau \exp\left(-\frac{1}{2} \frac{\tau^2}{\tau_{max1}^2}\right) + \frac{x_2}{\tau_{max2}^2} \tau \exp\left(-\frac{1}{2} \frac{\tau^2}{\tau_{max2}^2}\right),$$

где τ_{max1}, τ_{max2} — время с момента начала процесса сгорания до достижения максимумов, τ — текущее время процесса сгорания, $\tau \in [0, \tau_{кон}]$; $\tau_{кон}$ — продолжительность процесса сгорания; x_1 — доля топлива, сгоревшего по кинетическому механизму; x_2 — доля топлива, сгоревшего по диффузионному механизму.

Формула Вибе. Советский ученый И.И. Вибе предложил свою модель сгорания, которая основана на уравнении другого советского химика Н.Н. Семенова [2], которое описывает сложный цепной механизм сгорания. Для однофазного характера тепловыделения получена следующая зависимость, или, как часто ее называют, формула Вибе:

$$x_1 = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\tau_1}{\tau_{cr1}} \right)^{m_1+1} \right].$$

Иногда в расчетах используют дифференциальный вид формулы Вибге:

$$\frac{dx_1}{d\tau_1} = \frac{6,908(m_1+1)}{\tau_{cr1}} \left(\frac{\tau_1}{\tau_{cr1}} \right)^{m_1} \exp \left[-6,908 \left(\frac{\tau_1}{\tau_{cr1}} \right)^{m_1+1} \right],$$

где m_1 — показатель диффузионного сгорания; τ_1 — текущее время процесса сгорания по кинетическому механизму, $\tau_1 \in [0, \tau_{cr1}]$; τ_{cr1} — продолжительность процесса сгорания по диффузионному механизму.

Формула Вибге получила широкое распространение не только в России, но и далеко за ее пределами. Примером этого могут служить компании, которые используют модель Вибге [2] в своих программных продуктах: Lotus Engine Simulation, Diesel RK, BOOST, GT POWER [4].

Объект исследования. В данной работе выполнена аппроксимация экспериментальной кривой тепловыделения на различных режимах численными методами для автомобильного двигателя ВАЗ 2101 4Ч 7.6/6.6 со следующими параметрами: ход поршня $S = 66$ мм; диаметр цилиндра $D = 76$ мм; степень сжатия $\varepsilon = 8,8$.

Сначала нужно определить экспериментальную кривую скорости тепловыделения. Для этого запишем систему уравнений [5]:

$$\begin{cases} \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T}; \\ pV = mRT; \\ \frac{dQ}{dt} = p \frac{dV}{dt} + mC_V \frac{dT}{dt}. \end{cases},$$

где p — давление, Па; V — объем, м³; T — температура, К; R — удельная газовая постоянная, $R = 8,31$ Дж/(кг·К); m — масса смеси, кг; C_V — удельная теплоемкость при постоянном объеме, Дж/(кг·К).

Получаем

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{k}{k-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{k-1} V \frac{dp}{dt},$$

где $k = C_p / C_V$, для бензина $k = 1,280 \dots 1,315$ [6];

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_{т.п}}{dt} + \frac{dQ_{cr}}{dt};$$

Для упрощения примем

$$\frac{dQ_{т.п}}{dt} = -\varepsilon_{т.п} \frac{dQ_{cr}}{dt},$$

где $\varepsilon_{т.п}$ — доля теплоты, затраченной на теплопередачу. Тогда

$$\frac{dQ}{dt} = -\varepsilon_{т.п} \frac{dQ_{ср}}{dt} + \frac{dQ_{ср}}{dt} \rightarrow \frac{dQ_{ср}}{dt} = \frac{dQ/dt}{1 - \varepsilon_{т.п}}.$$

Зависимость показателя политропы k от температуры имеет следующий вид:

Температура, К	200	700	1200	1700	2200	2700
k	1,315	1,310	1,305	1,300	1,290	1,280

Диапазон $\varepsilon_{т.п} = 0,10 \dots 0,25$ [5]. С учетом теплообмена получаем следующую формулу:

$$\frac{dQ_{ср}}{dt} = \frac{dX}{dt} q_c H_u \Rightarrow \frac{dX}{dt} = \frac{dQ_{ср}/dt}{(1 - \varepsilon_{т.п}) q_c H_u},$$

где q_c — цикловая подача топлива; H_u — минимальная теплота сгорания топлива [7].

Получаем:

$$\frac{dX}{dt} = \frac{\frac{k}{k-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{k-1} V \frac{dp}{dt}}{(1 - \varepsilon_{т.п}) q_c H_u}.$$

Для определения продолжительности сгорания и построения характеристики тепловыделения численным методом заменим дифференциалы конечными разностями, а также вместо времени будем использовать угол поворота коленчатого вала (ПКВ). Приняв эти допущения, запишем следующее уравнение.

$$\frac{\Delta X}{\Delta \varphi} = \frac{\frac{k}{k-1} p \frac{\Delta V}{\Delta \varphi} + \frac{1}{k-1} V \frac{\Delta p}{\Delta \varphi}}{(1 - \varepsilon_{т.п}) q_c H_u},$$

где $\Delta P = P_{i+1} - P_i$; $\Delta V = V_{i+1} - V_i$; $\Delta \varphi = \varphi_{i+1} - \varphi_i$.

В качестве целевой функции примем сумму модуля квадратов разности расчетной кривой и экспериментальной. В данной задаче следует искать минимум целевой функции:

$$f(a) \rightarrow \min, \text{ где } a = \sum_{i=1}^m \left| \left(\frac{\Delta X}{\Delta \varphi} \right)_i - \left(\frac{\Delta X_{\text{exp}}}{\Delta \varphi} \right)_i \right|^2; \quad m \text{ — последний номер массива } \frac{\Delta X}{\Delta \varphi_{\text{exp}}};$$

$$\frac{\Delta X}{\Delta \varphi} = C \frac{m_v + 1}{\varphi_z} \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_v} \exp \left[-C \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_v + 1} \right],$$

где φ_z — продолжительность горения; m_v — показатель топлива, сгоревшего по диффузионному механизму; $C = \log(1 - 0,999)$.

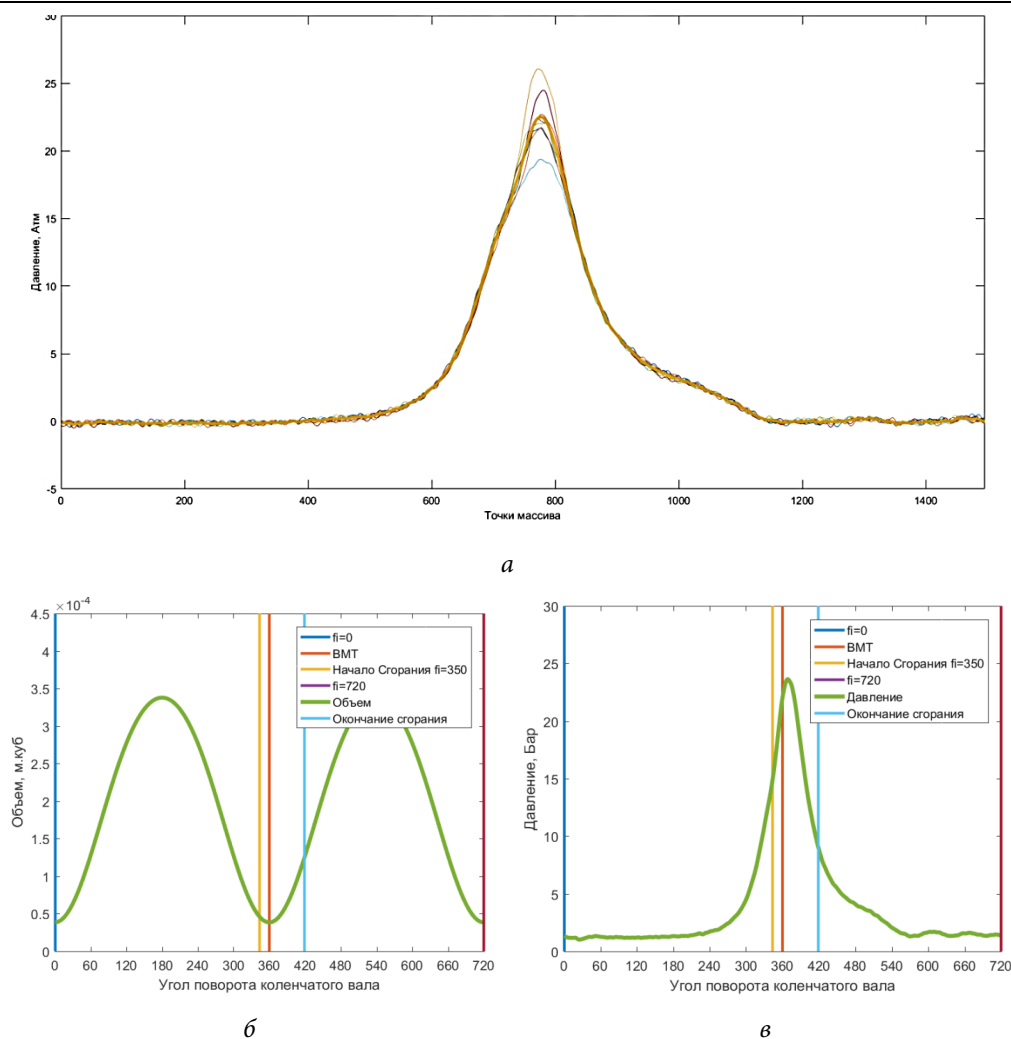


Рис. 1. Обработка экспериментальных данных:

a — осреднение индикаторной диаграммы; *б* — зависимость объема цилиндра от угла ПКВ; *в* — зависимость осредненной индикаторной диаграммы от угла ПКВ

Определим варьируемые переменные и их диапазоны:

Для искрового двигателя это одна переменная $0 < m_v < 7$;

Для двигателя с воспламенением от сжатия нужно учитывать четыре переменные $0 < x_\tau < 1$; $0 < \varphi_{ct} < \varphi_z$, $0 < m_v < 7$, $0 < m_\tau < 1$,

где φ_{ct} — угол максимальной скорости сгорания по кинетическому механизму; m_τ — показатель топлива, сгоревшего по кинетическому механизму; x_τ — доля топлива, сгоревшего по кинетическому механизму.

Решение этой задачи осуществим двумя способами:

1) *методом полного перебора*. Разобьем диапазон варьируемых переменных с постоянным шагом и вычислим значение функции по формуле Вибе в каждой

точке. После этого найдем ряд значений целевой функции и среди них определим минимальное. Этот метод позволяет определить глобальный экстремум, однако требует большого объема вычислений;

2) *градиентный метод многомерной оптимизации* (метод наискорейшего спуска). Это итерационный численный метод решения оптимизационных задач, который позволяет определить экстремум (минимум или максимум) целевой функции гораздо быстрее, чем метод полного перебора. Однако в ходе решения определяется локальный минимум целевой функции, что не всегда совпадает с глобальным экстремумом.

Выполним сравнение двух численных методов для различных режимов (табл. 1).

Таблица 1

Результаты сравнения двух численных методов

Режим, об/мин	Полный перебор		Метод наискорейшего спуска	
	t_v	min	t_v	min
2000	0,84	0,0017	0,800	0,0016
2500	0,67	0,0014	0,730	0,0013
3000	1,01	0,0021	0,964	0,0022

Сравнение результатов применения численных методов на примере работы двигателя 4Ч7.6/6.6 на 2000 об/мин выполнено на рис. 2.

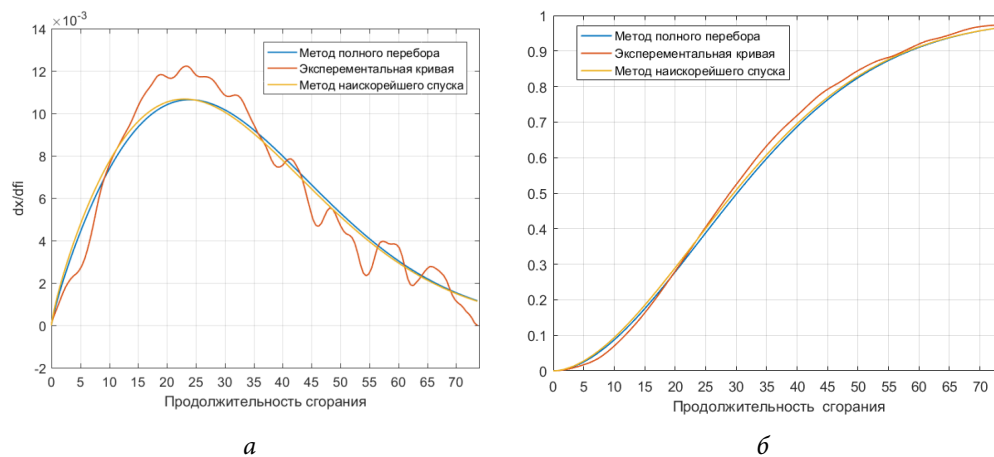


Рис. 2. Сравнение кривых, полученных экспериментальным и расчетным путем:

а — зависимость скорости тепловыделения от угла ПКВ; *б* — зависимость доли сгоревшего топлива от угла ПКВ

Метод полного перебора [8] позволяет определить коэффициенты с достаточной точностью, однако для его реализации требуется большой объем вычислений, что ведет к увеличению времени расчета. Отсюда следует, что с увеличением числа варьируемых переменных время расчета увеличивается лавинообразно.

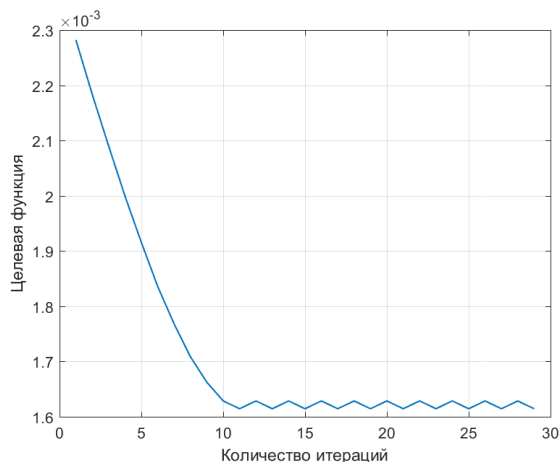


Рис. 3. Зависимость значения целевой функции от количества итераций

Метод наискорейшего спуска (МНС) [9, 10] дает возможность найти минимум целевой функции за 10-30 итераций, что ведет к сокращению времени расчета. Однако МНС позволяет найти локальный минимум целевой функции, в отличие от метода последовательного перебора.

В результате применения численных методов были получены наборы коэффициентов (см. табл. 1) для формулы Вибе на различных режимах, которые можно использовать для дальнейших расчетов рабочего процесса.

Отметим, что комбинирование методов оптимизации позволит находить глобальный минимум целевой функции методом полного перебора с крупным шагом, а в окрестностях этой точки использовать градиентный метод.

В случае обработки индикаторной диаграммы двигателя с воспламенением от сжатия следует аппроксимировать по двойной формуле Вибе [11] и в этом случае количество варьируемых переменных увеличивается до четырех. Рассмотрим пример применения предложенного подхода для этого случая.

В качестве примера возьмем «экспериментальную» скорость тепловыделения дизельного двигателя 12V26.5/31, рассчитанную в программном комплексе Diesel-RK. В результате, для двухфазного характера тепловыделения [12] был применен принцип суперпозиции и получена следующая формула:

$$\frac{\Delta X}{\Delta \varphi} = x_{\tau} \frac{m_{\tau}}{\varphi_{ct}} \exp \left[\frac{-m_{\tau}}{m_{\tau} + 1} \left(\frac{\varphi}{\varphi_{ct}} \right)^{m_{\tau} + 1} \right] + (1 - x_{\tau}) C \frac{m_v + 1}{\varphi_z} \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_v} \exp \left[-C \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_v + 1} \right],$$

где x_{τ} — доля топлива, сгоревшего по кинетическому механизму; φ_{ct} — угол максимальной скорости сгорания по кинетическому механизму; φ_z — продолжительность горения; m_v — показатель топлива, сгоревшего по диффузионному механизму; m_{τ} — показатель топлива, сгоревшего по кинетическому механизму; $C = \log(1 - 0,999)$.

Определим варьируемые переменные и их диапазоны:

$$0 < x_\tau < 1; \quad 0 < \varphi_{ct} < \varphi_z, \quad 0 < m_v < 5, \quad 0 < m_\tau < 5.$$

Решим эту задачу также двумя методами: полного перебора и наискорейшего спуска. Результаты решения представим в виде табл. 2.

Таблица 2

Результаты решения с помощью двух численных методов при 1000 об/мин

Метод	x_τ	m_τ	m_v	φ_{ct}	min
Полного перебора	0,6500	2,140	0,250	31,24	0,0045
Наискорейшего спуска	0,6568	2,069	0,287	31,55	0,0032

Сравнение результатов применения численных методов на примере работы двигателя 12V26.5/31 на 1000 об/мин выполнено на рис. 4.

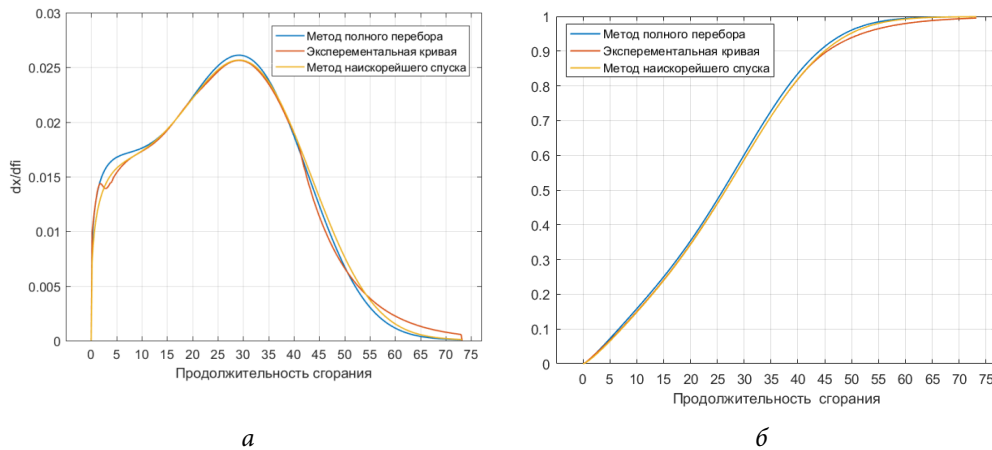


Рис. 4. Сравнение кривых, полученных экспериментальным и расчетным путем.

- а — зависимость скорости тепловыделения от угла ПКВ;
- б — зависимость доли сгоревшего топлива от угла ПКВ

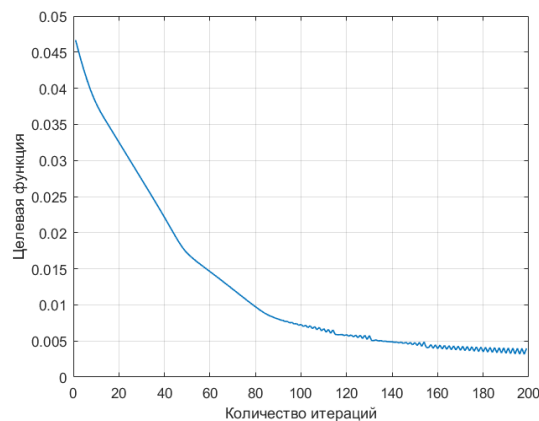


Рис. 5. Зависимости целевой функции от количества итераций

Определение коэффициентов Вибе в дизельных двигателях сильно усложняется в результате роста числа независимых переменных. Для метода полного перебора число расчетов значительно увеличивается. В случае МНС количество шагов для поиска оптимального значения также растёт, но не так значительно. Для четырех варьируемых переменных потребовалось около 180 итераций, что доказывает необходимость применения методов оптимизации для верификации экспериментальных зависимостей.

Выводы.

1. Проведен численный эксперимент, в результате которого определены полуэмпирические коэффициенты формулы Вибе.
2. Выполнено сравнение двух численных методов.
3. Сделан вывод о том, что комбинирование алгоритмов оптимизации существенно повысит скорость расчетов при определении эмпирических коэффициентов.

Литература

- [1] Wieserand K.J., Ennemoser A.O. 3D-CFD diesel combustion accurate heat transfer modelling for diesel engines. *THIESEL Conf. on Thermo and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*, 2002, pp. 234–239.
- [2] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей. Специальные главы*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008, 720 с.
- [3] Bargende M., Burkhart Ch., Frommelt A. Besonderheiten der thermodynamische analyse von DE-Ottomotoren. *MTZ*, 2001, no. 1, pp. 56–68.
- [4] Кулешов А.С. *Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС*. Автореф. дисс. ... док. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, с. 18–26.
- [5] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988, 960 p.
- [6] Ebrahimi R. Effect of specific heat ratio on heat release analysis in a spark ignition engine. *Scientia Iranica*, 2011, vol. 18, no. 6, pp. 1231–1236.
- [7] ГОСТ 2084-77. *Бензины автомобильные. Технические условия*. Москва, Издательство стандартов, 1977, 30 с.
- [8] Акулич И.Л. *Математическое программирование в примерах и задачах*. Москва, Высшая школа, 1986, 318 с.
- [9] Гилл Ф., Мюррей У., Райт М. *Практическая оптимизация*. Москва, Мир, 1985, 509 с.
- [10] Корн Г., Корн Т. *Справочник по математике для научных работников и инженеров*. Москва, 1974, 832 с.
- [11] Malastowski N.S., Barchenko F.B., Grekhov L.V., Kuleshov A.S. Shaping of injection rate for reducing emission level of high-speed engine. *International Journal of Applied Engineering Research*, 2016, vol. 11, no. 23, pp. 11189–11198.
- [12] Маластовский Н.С., Барченко Ф.Б., Грехов Л.В., Кулешов А.С., Денисов А.А., Старков Е.Е. Формирование требований к характеристике впрыскивания высокооборотного дизеля в целях снижения токсичности. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, № 3. URL: <http://engjournal.ru/catalog/pmce/he/1594.html>.

Болотов Павел Олегович — студент кафедры «Поршневые двигатели», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Зеленцов Андрей Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э.Баумана, Москва, Российская Федерация.

**CALCULATED-EXPERIMENTAL DETERMINATION
OF THE PARAMETERS OF HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER
OF THE ENGINE WITH SPARK IGNITION**

P.O. Bolotov

bpo0109@mail.ru

SPIN-code: 2787-5453

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The article deals with the numerical methods by which the mathematical models are verified. These methods should be used to develop new engines, as well as to obtain the correct results of mathematical modeling. Due to this approach, material and time costs at the development stage are significantly reduced. The algorithm for processing the experimental data is presented. The approach to selecting semi-empirical Vibe coefficients for verification of a mathematical model from experimental data is proposed. Comparison of two optimization methods is carried out. The integral of the modulus of the difference of the squares of the experimental and calculated dependences is chosen as the objective function.

Keywords

Optimization, piston engine, numerical method, Vibe formula, objective function, indicator diagram, combustion model, full enumeration method, gradient method

Received 18.06.2018

© Bauman Moscow State Technical University, 2018

References

- [1] Wieserand K.J., Ennemoser A.O. 3D-CFD diesel combustion accurate heat transfer modelling for diesel engines. *THIESEL Conf. on Thermo and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*, 2002, pp. 234–239.
- [2] Kavtaradze R.Z. *Teoriya porshnevykh dvigateley. Spetsial'nye glavy [Theory of piston engines. Special chapters]*. Moscow, Bauman Press, 2008, 720 p.
- [3] Bargende M., Burkhart Ch., Frommelt A. Besonderheiten der thermodynamische analyse von DE Ottomotoren. *MTZ*, 2001, no. 1, pp. 56–68.
- [4] Kuleshov A.S. *Razvitie metodov rascheta i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS. Avtoref. diss. dok. tekhn. nauk [Calculation methods development and optimization of ICE working processes. Abs. doc. tech. sci. diss.]*. Moscow, Bauman Press, 2011, pp. 18–26.
- [5] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988, 960 p.
- [6] Ebrahimi R. Effect of specific heat ratio on heat release analysis in a spark ignition engine. *Scientia Iranica*, 2011, vol. 18, no. 6, pp. 1231–1236.
- [7] GOST 2084-77. *Benziny avtomobil'nye. Tekhnicheskie usloviya [State standard 2084-77. Motor petrols. Specifications]*. Moscow, Izdatel'stvo standartov publ., 1977, 30 p.
- [8] Akulich I.L. *Matematicheskoe programmirovaniye v primerakh i zadachakh [Mathematical programming in examples and problems]*. Moscow, Visshaya skola publ., 1986, 318 p.
- [9] Gill E., Murray W., Wright M.H. *Practical optimization*. Emerald Group Publishing, 1982, 418 p. (Russ. ed.: *Prakticheskaya optimizatsiya*. Moscow, Mir publ., 1985, 509 p.)
- [10] Korn G., Korn T. *Mathematical handbook for scientists and engineers*. McGraw Hill, 1961, 943 p. (Russ. ed.: *Spravochnik po matematike dlya nauchnykh rabotnikov i inzhenerov*. Moscow, 1974, 832 p.)

- [11] Malastowski N.S., Barchenko F.B., Grekhov L.V., Kuleshov A.S. Shaping of injection rate for reducing emission level of high-speed engine. *International Journal of Applied Engineering Research*, 2016, vol. 11, no. 23, pp. 11189–11198.
- [12] Malastovskiy N.S., Barchenko F.B., Grekhov L.V., Kuleshov A.S., Denisov A.A., Starkov E.E. Determining the diesel fuel injection rate shaping requirements for emission control purposes. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering Journal: Science and Innovation], 2017, no. 3. Available at: <http://engjournal.ru/catalog/pmce/he/1594.html>.

Bolotov P.O. — Bachelor's Degree Student, Department of Piston Engines Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Zelentsov A.A., Cand. Sc. (Tech.), Assoc. Professor, Department of Higher Mathematics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.