

А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, А.В. Савченко

МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРІОДУ ЗАТРИМКИ СПАЛАХУ ПАЛИВА В ЦИЛІНДРІ ДИЗЕЛЯ

Період затримки спалаху палива в дизелях є надзвичайно важливим показником, що значною мірою визначає характер перебігу всього подальшого процесу згоряння. Найпоширеніші математичні моделі передбачають визначення періоду затримки спалаху як функції від енергії активації палива та параметрів робочого тіла в циліндрі дизеля в момент початку паливоподачі або у верхній мертвій точці (ВМТ). Проте, параметри робочого тіла в циліндрі змінюються з моменту початку паливоподачі до моменту спалаху. Ці зміни в формулах звичайні враховують емпірично. Отже, достатню точність можна досягти лише для дизелів у вузькому діапазоні швидкохідності, рівня форсування, режиму роботи та ряду характеристик робочого процесу. Це пояснюється відмінністю характеру та ступеня зміни параметрів робочого тіла в циліндрі дизеля. Особливої уваги заслуговують двотактні дизелі із поршнями, що рухаються назустріч один одному, оскільки характер зміни параметрів робочого тіла визначається взаємним розташуванням колінчастих валів. В статті наведено методику визначення періоду затримки спалаху палива в циліндрі дизеля, яка враховує вплив зміни параметрів робочого тіла на інтенсивність перебігу передполум'яних процесів з моменту початку паливоподачі до моменту спалаху. В рамках запропонованої методики з моменту початку паливоподачі в кожній розрахунковій точці визначається величина, яка характеризує інтенсивність перебігу передполум'яних процесів з використанням поточних параметрів робочого тіла в циліндрі дизеля. Вираз для її визначення базується на формулі Толстова. Період затримки спалаху визначається шляхом чисельного вирішення інтегрального рівняння відносно цієї величини. Цим забезпечується адекватне моделювання періоду затримки спалаху для будь-яких дизелів на усіх режимах роботи, оскільки особливості зміни параметрів робочого тіла з моменту початку паливоподачі враховуються безпосередньо. Запропонована методика є набагато більш універсальною у порівнянні з іншими і може бути використана для дизелів різної швидкохідності, ступеня форсування та конструктивного виконання.

Ключові слова: дизель; процес згоряння; період затримки спалаху; енергія активації палива; екологічність.

Вступ

На сьогоднішній день все більш актуальними стають питання, що пов'язані з комплексним поліпшенням екологічних та техніко-економічних показників дизелів при поступовому зростанні рівня їх форсування. Дослідження з оптимізації показників сучасних високофорсованих дизелів на початковому етапі найбільш раціонально виконувати з використанням засобів математичного моделювання.

Період затримки спалаху є однією з ключових величин, які впливають на подальший перебіг всього процесу згоряння, і, як наслідок, – на екологічні та техніко-економічні показники дизеля. Від тривалості періоду затримки спалаху палива залежить швидкість наростання та максимальна величина тиску та температури в циліндрі дизеля. Також саме протягом періоду затримки спалаху палива утворюється значна частина оксидів азоту – одного з найбільш шкідливих токсичних речовин, які викидаються з відпрацьованими газами дизелів. Отже, актуальним є створення універсальної методики, яка надає змогу адекватно моделювати період затримки спалаху палива в циліндрі дизеля будь-якої швидкохідності, розмірності, рівня форсування та конструктивного виконання.

Аналіз публікацій

В основу більшості формул для моделювання періоду затримки спалаху покладено закон Аррені-

уса [1]. Період затримки спалаху дослідники, як правило, також моделюють з використанням наступних розповсюджених формул [2–5]. Однією з найбільш поширених є формула Вольфера (Wolfer) [1]:

$$t_s = F \cdot p^{-n} \cdot \exp\left(\frac{E_a}{R \cdot T}\right), \quad (1)$$

де p – тиск в циліндрі; T – температура в циліндрі; E_a – енергія активації; R – універсальна газова константа; F , n – константи, що підбираються емпірично.

Часто застосовується формула Ватсона (Watson), яка є подальшим розвитком формули Вольфера [3]:

$$t_s = 3,45 \cdot p^{-1,02} \cdot \exp\left(\frac{2100}{T}\right). \quad (2)$$

Варто відзначити, що формули (1) та (2) дають можливість адекватно моделювати період затримки спалаху саме для дизелів з турбонаддувом та схожою швидкохідністю з тим, що було використано в дослідженнях [3]. Застосування цієї формули до інших дизелів не забезпечить необхідної точності і тому не має сенсу. Це, безумовно, слід віднести до недоліків цієї формули.

Достатньо високу точність в ряді випадків може забезпечити застосування формули Харденберга-Хассе (Hardenberg-Hasse), що досягається врахуванням великої кількості параметрів робочого тіла в циліндрі та режимних параметрів дизеля. Це

зумовило досить широке розповсюдження даної формули [4]:

$$t_s = \frac{n}{6} \cdot (0,36 + 0,22 \cdot S_p) \times \exp \left[E_a \cdot \left(\frac{1}{R \cdot T} - \frac{1}{17190} \right) + \left(\frac{21,2}{p - 12,4} \right)^{0,63} \right], \quad (3)$$

де S_p – середня швидкість поршня, [м/с]; n – частота обертання колінчастого вала дизеля, [1/с].

Також для визначення періоду затримки спалаху багатьма дослідниками застосовується формула EL-Bahnasy і EL-Kotb. Ця формула має наступний вигляд [6]:

$$t_s = A \cdot p^{-n} \cdot \phi^{-m} \cdot \exp \left(\frac{E_a}{R \cdot T} \right), \quad (4)$$

де p – тиск у ВМТ [атм]; T – температура у ВМТ; E_a – енергія активації; R – універсальна газова константа; ϕ – індекс еквівалентності; A , n , m – константи, що підбираються емпірично.

Найбільший інтерес являє собою спрощення, що прийняте авторами формули (4), суть якого полягає у використанні в формулі величин температури і тиску газів в циліндрі у ВМТ. При цьому формула (4) зовсім не враховує вплив параметрів газу безпосередньо в момент початку подачі палива або протягом перебігу передполум'яних процесів. Внаслідок чого при варіюванні кута випередження подачі палива на одному й тому ж режимі роботи розрахунковий період затримки спалаху залишатиметься незмінним, що не відповідає дійсності. Це, безумовно, слід вважати недоліком даної розрахункової формули.

Вказаного вище недоліку позбавлена формула Толстова А.І., в якій використано температуру і тиск газу в циліндрі безпосередньо в момент початку подачі палива. Цим досягається врахування параметрів газу в циліндрі протягом перебігу передполум'яних процесів.

На думку Кулешова А.С. найкращі результати можна отримати двома шляхами. Одним з них є покроковий розрахунок періоду затримки спалаху від початку впорскування θ_i до моменту збільшення кута початку згоряння θ_c [1]:

$$\theta_c = \theta_i + 6 \cdot n \cdot \tau_{ij}; \quad (5)$$

$$\tau_{ij} = \tau_{ii} \cdot C_i \cdot C_r; \quad (6)$$

$$\tau_{ii} = 3,8 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot n) \times \sqrt{\frac{T}{p}} \cdot \exp \left(\frac{E_a}{8,312 \cdot T} \cdot \frac{70}{CN + 25} \right), \quad (7)$$

де τ_{ij} – період затримки спалаху j -порції, що отримано за модифікованою формулою Толстова А.І. (7); n – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹; C_i – коефіцієнт, що враховує зростання температури

при протягом періоду затримки спалаху; C_r – коефіцієнт, що враховує концентрацію продуктів згоряння в циліндрі протягом періоду затримки спалаху; E_a – енергія активації палива, кДж/кмоль; T , p – поточні температура та тиск в циліндрі; CN – цетанове число палива.

Другим шляхом для моделювання періоду затримки спалаху є інтегрування виразу Лівенгуда-Ву (Livengood & Wu) виду [1]:

$$\int_0^{\tau_{ij}} \frac{d\tau}{C_i \cdot C_r \cdot \tau_{ii}} = 1. \quad (8)$$

Однак, тут варто відзначити, що більшість формул використовують лише одне фіксоване значення тиску і температури в циліндрі, які визначають період затримки спалаху палива. Однак, в дійсності параметри газу в циліндрі протягом періоду затримки спалаху змінюються. Очевидно, що ця зміна в розглянутих формулах врахована емпірично. Отже, отримати найбільш точні результати можна буде для дизелів, які за основними параметрами близькі до тих, що використовувалися для ідентифікації формули.

Для сучасних дизелів необхідно забезпечити можливість адекватного моделювання періоду затримки спалаху в дуже широкому діапазоні кута випередження впорскування палива: від 0 град п.к.в. до ВМТ (характерно для дизелів з надзвичайно низьким рівнем викидів оксидів азоту з відпрацьованими газами) до 100...120 град. п.к.в. до ВМТ (характерно для дизелів з технологією роздільного згоряння PCCI) [1].

На особливу увагу заслуговують двотактні дизелі, які виконані за схемою з поршнями, що рухаються назустріч один одному. Характер і ступінь зміни температури та тиску в циліндрі протягом періоду затримки спалаху в таких дизелях істотно відрізняються від чотиритактних. Ця відмінність обумовлена тим, що колінчасті вали обертаються синхронізовано, але зі зміщенням один щодо одного. Поршні в одному циліндрі досягають ВМТ в різні моменти часу, а отже, застосування формули Толстова в її традиційному вигляді не забезпечить необхідної точності.

Методика визначення періоду затримки спалаху палива

Для визначення періоду затримки спалаху палива нами запропонована методика з використанням величини, яка характеризує інтенсивність перебігу передполум'яних процесів в циліндрі дизеля. Цією методикою передбачено визначення для кожної розрахункової точки умовного періоду затримки спалаху за формулою, що заснована на формулі Толстова [6]:

$$\varphi_i(i) = A \cdot (1 - 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot n) \times \\ \times 6 \cdot n \cdot \sqrt{\frac{T(i)}{p(i)}} \cdot e^{\frac{E_a}{8,314 \cdot T(i)}}, \quad (9)$$

де A – емпіричний коефіцієнт ($A=4,5 \cdot 10^{-6}$); $T(i)$ – температура в циліндрі в момент часу « i », К; $p(i)$ – тиск газів в циліндрі в момент часу « i », МПа; n – частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} .

Далі на підставі умовного періоду затримки спалаху розраховується величина $I(i)$, що характеризує інтенсивність перебігу передполум'яних процесів в циліндрі дизеля:

$$I(i) = \frac{1}{\varphi_i(i)}. \quad (10)$$

Період затримки спалаху (φ_i) визначається за допомогою чисельного вирішення інтегрального рівняння відносно цієї величини:

$$\int_{\varphi_{ib}}^{\varphi_{ib} + \varphi_i} I_i \cdot d\varphi = 1, \quad (11)$$

де φ_{ib} – момент початку паливоподачі.

Для чисельного рішення рівняння необхідно знайти таке найменше значення φ_i , при котрому виконується умова:

$$\sum_{\varphi_{ib}}^{\varphi_{ib} + \varphi_i} I_i \cdot \Delta\varphi > 1. \quad (12)$$

Запропоновану методику впроваджено в програмний комплекс з моделювання робочого процесу дизеля. В результаті було визначено, що у порівнянні з використанням формули Толстова витрати часу на виконання розрахунку збільшилися лише

на 1...3 %. Враховуючи сучасний рівень розвитку обчислювальної техніки та темпи його зростання, впровадження запропонованої методики в математичну модель робочого процесу дизеля можна вважати доцільним, оскільки вона дає змогу суттєво підвищити точність та розширити область застосування при незначному збільшенні обсягу розрахунків.

Залежність періоду затримки спалаху та моменту спалаху від кута випередження впорскування палива визначено за вдосконаленою методикою і за формулою Толстова для дизеля 4ЧН12/14 на номінальному режимі його роботи. Результати цих розрахунків та експериментальні дані про таку залежність наведено на рис. 1. Енергію активації палива для розрахунку було визначено за методикою, що наведена в статті [7]. На графіку видно тенденцію до завищення періоду затримки спалаху зі збільшенням кута випередження подачі при використанні формули Толстова. Так, за результатами розрахунків за формулою Толстова, після певного моменту ($\theta > 27$ град. п.к.в.) збільшення кута випередження подачі палива призводить до більш пізнього початку згоряння, що, безумовно, не відповідає дійсності.

Запропонована методика в усьому розглянутому діапазоні кута випередження подачі палива дозволяє отримати результати, що в набагато більшому ступені відповідають відомим експериментальним даним. Це досягається шляхом безпосереднього врахування характеру зміни тиску і температури в циліндрі дизеля на перебіг передполум'яних реакцій в циліндрі дизеля.

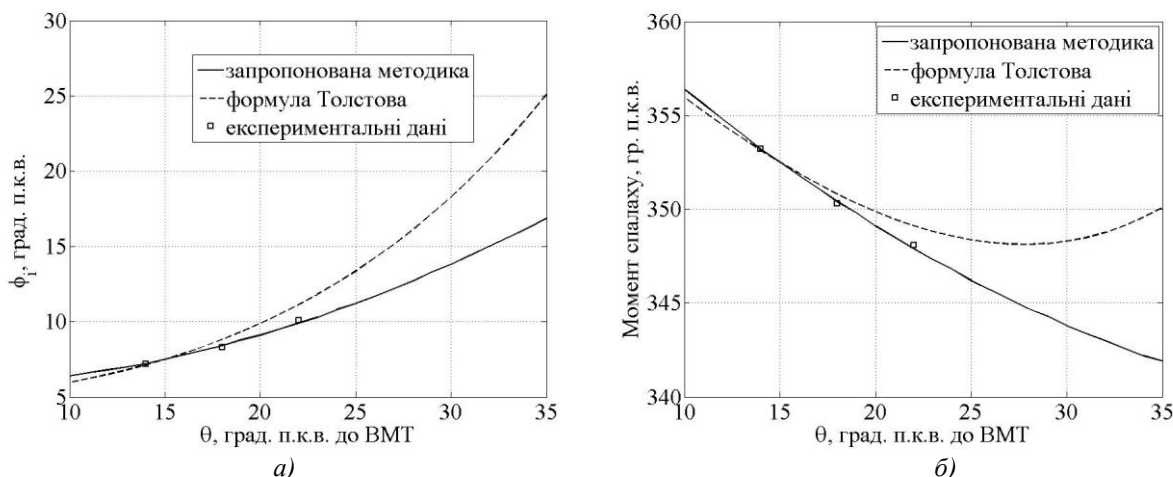


Рис. 1. Залежність періоду затримки спалаху (а) та моменту спалаху (б) від кута випередження подачі палива, що визначена за формулою Толстова та запропонованою методикою для дизеля 4ЧН12/14

До переваг запропонованої методики можна віднести коректне врахування впливу характеру і ступеня зміни тиску і температури в циліндрі дизе-

ля на перебіг передполум'яних реакцій для кожного конкретного дизеля на всіх режимах його роботи. Це свідчить про універсальність методики і мо-

жливність її використання як для чотиритактних дизелів, так і для двотактних. Це твердження справедливо, в тому числі, і для схеми зі зустрічно рухливими поршнями, у якій характер зміни тиску і температури відрізняється внаслідок одночасного синхронізованого руху поршнів зі зміщенням у часі один відносно іншого.

Висновки

В статті запропоновано методику визначення періоду затримки спалаху палива в циліндрі дизеля, яка враховує вплив характеру та ступеня зміни параметрів робочого тіла на інтенсивність перебігу передпалум'яних процесів. В рамках запропонованої методики з моменту початку паливоподачі в кожній розрахунковій точці визначається величина, яка характеризує інтенсивність перебігу передпалум'яних процесів з використанням поточних параметрів робочого тіла в циліндрі дизеля. Вираз для її визначення базується на формулі Толстова. Період затримки спалаху визначається шляхом чисельного вирішення інтегрального рівняння відносно цієї величини.

Вказаний підхід забезпечує адекватне моделювання періоду затримки спалаху для будь-яких дизелів на усіх режимах роботи, оскільки всі особливості зміни параметрів робочого тіла з моменту початку паливоподачі безпосередньо враховуються в методиці. Зокрема, запропонована методика забезпечить високу точність для швидкохідного високофорсованого двотактного дизеля, який виконано за схемою із поршнями, що рухаються назустріч один одному.

Таким чином запропонована методика є більш універсальною у порівнянні з іншими і може бути використана для дизелів різної швидкохідності, ступеня форсування та конструктивного виконання.

Список літератури:

1. Кулешов А.С. Развитие методов расчёта и оптимизация рабочих процессов ДВС : дис. ... докт. техн. наук : 05.04.02 / Кулешов Андрей Сергеевич. – Москва : МГТУ им. Баумана, 2011. – 235 с. 2. Alkuhalaifi K. Ignition Delay Correlation for a Direct Injection Diesel Engine Fuelled with

Automotive Diesel and Water Diesel Emulsion / K. Alkuhalaifi, M. Hamdalla // *International journal of Chemical and Molecular Engineering*. – 2011. – № 10. – С. 884–896. 3. Piętak A. On the modeling of pilot dose ignition delay in a dual-fuel, selfignition engine / A. Piętak, M. Mikulski // *PTNSS Vol.16*. – 2011. – С. 1–7. 4. Hardenberg H.O. An empirical formula for computing the pressure rise delay of a fuel from its cetane number and from the relevant parameters of direct injection diesel engines / H.O. Hardenberg, W.F. Hase // *SAE Paper 790493*. *SAE Trans. Vol. 88*. – 1977. – С. 1823–1834. 5. EL-Kasaby M. Experimental investigations of ignition delay period and performance of a diesel engine operated with *Jatropha* oil biodiesel / M. EL-Kasaby, M. Nemit-allah // *Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Alexandria University*. – 2013. – № 52. – С. 141–149. 6. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Н.Ф. Разлейцев – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с. 7. Марченко А.П. Экспериментальное определение энергии активации водотопливной эмульсии / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, А.В. Савченко // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2016. – № 2. – С. 9–14.

Bibliography (transliterated):

1. Kyleshov, A.S. (2011), *Development of calculation methods and optimization of ICE workflows: Doctor of Technical Sciences [Razvitiye metodov raschyota i optimizatsiya rabochih protsessov DVS: dis. ... doct. techn. sci.]*, Moscow, 235 p. 2. Alkuhalaifi, K., Hamdalla M. (2011), "Ignition Delay Correlation for a Direct Injection Diesel Engine Fuelled with Automotive Diesel and Water Diesel Emulsion", *International journal of Chemical and Molecular Engineering*, No. 10, pp. 884–896. 3. Piętak, A., Mikulski, M. (2011), "On the modeling of pilot dose ignition delay in a dual-fuel, selfignition engine", *PTNSS, Vol.16*, pp. 1–7. 4. Hardenberg, H.O., Hase, W.F. (1977), "An empirical formula for computing the pressure rise delay of a fuel from its cetane number and from the relevant parameters of direct injection diesel engines", *SAE Paper 790493*. *SAE Trans. Vol. 88*, pp. 1823–1834, DOI:10.4271/790493. 5. EL-Kasaby, M., Nemit-allah, M. (2013), "Experimental investigations of ignition delay period and performance of a diesel engine operated with *Jatropha* oil biodiesel", *Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Alexandria University*, No. 52, pp. 141–149 DOI:10.1016/j.aej.2012.12.006. 6. Razleytsev, N.F. (1980), *Simulation and optimization of the combustion process in diesel engines [Modelirovanie i optimizatsiya protsesssa sgoraniya v dizelyah]*, *Vischa shkola, Kharkov*, 169 p. 7. Marchenko, A.P., Prokhorenko, A.A., Savchenko, A.V. (2016), "Experimental determination of the activation energy of a water-fuel emulsion", [*Eksperymentalnoe opredelenie energii aktivatsii vodotoplivnoy emulsii*], *dvigateli vnutrennego sgoraniya*, No. 2, pp. 9–14, DOI: 10.20998/0419-8719.2016.2.02.

Надійшла до редакції 21.06.2019 р.

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, проф., проректор з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua, <http://orcid.org/0000-0001-9746-4634>.

Парсаданов Ігор Володимирович – доктор техн. наук, проф., головний науковий співробітник кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua, <http://orcid.org/0000-0003-0587-4033>.

Савченко Анатолій Вікторович – молодший науковий співробітник кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Savchenko.sci@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0003-2328-9065>.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРИОДА ЗАДЕРЖКИ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ ТОПЛИВА В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ

А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, А.В. Савченко

Период задержки воспламенения топлива в дизелях является чрезвычайно важным показателем, который в значительной мере определяет характер течения всего дальнейшего процесса сгорания. Самые распространенные математические модели предусматривают определение периода задержки воспламенения как функции от энергии активации топлива и параметров рабочего тела в цилиндре дизеля в момент начала топливopодачи или в верхней мертвой точке (ВМТ). Однако, параметры рабочего тела в цилиндре меняются с момента начала топливopодачи до момента воспламенения. Эти изменения в формулах обычно учитывают эмпирически. Следовательно, достаточную точность можно достичь только для дизелей в узком диапазоне быстроходности, уровня форсирования, режима работы и ряда характеристик рабочего процесса. Это объясняется различием характера и степени изменения параметров рабочего тела в цилиндре дизеля. Отдельного внимания заслуживают двухтактные дизели с поршнями, движущимися навстречу друг другу, поскольку характер изменения параметров рабочего тела определяется взаимным расположением коленчатых валов. В статье приведена методика определения периода задержки воспламенения топлива в цилиндре дизеля, которая учитывает влияние изменения параметров рабочего тела на интенсивность протекания предпламенных процессов с момента начала топливopодачи до момента воспламенения. В рамках предложенной методики с момента начала топливopодачи в каждой расчетной точке определяется величина, характеризующая интенсивность протекания предпламенных процессов с использованием текущих параметров рабочего тела в цилиндре дизеля. Выражение для ее определения базируется на формуле Толстова. Период задержки воспламенения определяется путем численного решения интегрального уравнения относительно этой величины. Этим обеспечивается адекватное моделирование периода задержки воспламенения для любых дизелей на всех режимах работы, поскольку особенности изменения параметров рабочего тела с момента начала топливopодачи учитываются непосредственно. Предложенная методика намного более универсальна по сравнению с другими и может быть использована для дизелей различной быстроходности, степени форсирования и конструктивного исполнения.

Ключевые слова: дизель; процесс сгорания; период задержки воспламенения; энергия активации топлива; экологичность.

MODELING OF IGNITION DELAY PERIOD IN DIESEL ENGINE

A.P. Marchenko, I.V. Parsadanov, A.V. Savchenko

The fuel ignition delay in diesel engines is a very important indicator that largely determines the nature of the flow of the entire subsequent combustion process. The most common mathematical models provide for determining the ignition delay period as a function of the activation energy of the fuel and the workflow parameters of a diesel engine at the time of the start of fuel injection or at top dead center (TDC). However, the parameters of the workflow in the cylinder change from the fuel injection beginning to the ignition moment. These changes in formulas are usually considered empirically. Therefore, sufficient accuracy can be achieved only for diesel engines in a narrow range of speed, boost level, operating mode and a number of characteristics of the workflow. This is due to the difference in the nature and extent of changes in the parameters of the workflow in the cylinder of a diesel engine. Two-stroke diesel engines with pistons moving towards each other deserve special attention, since the nature of changes in the parameters of the working fluid is determined by the relative position of the crankshafts. The article presents a method for determining the fuel ignition delay in a cylinder of a diesel engine, which takes into account the effect of changes in the parameters of the workflow on the intensity of pre-flame processes from the beginning of fuel injection to the moment of ignition. In the framework of the proposed methodology, the value characterizing the intensity of the pre-flame processes using the current parameters of the workflow in the cylinder of a diesel engine is determined at each point from the moment the fuel injection begins. The expression for its definition is based on the Tolstov formula. The ignition delay period is determined by numerically solving the integral equation for this quantity. This ensures adequate simulation of the ignition delay period for any diesel engines in all modes of operation, since the features of changes in the parameters of the workflow since the beginning of the fuel injection are taken into account directly. The proposed technique is much more versatile compared to others and can be used for diesel engines of various speed, degree of boost and design.

Keywords: diesel; combustion process; ignition delay period; fuel energy activation; environmental friendliness.