

Энергетика и электротехника

УДК 621.436.12

Расчет периода задержки воспламенения при работе тракторного двигателя на смесях дизельного топлива с сурепным маслом

А.Н. Карташевич¹, П.Ю. Малышкин¹, Р.С. Даргель¹,
С.А. Плотников², Г.Э. Заболотских²

¹ УО Белорусская ГСХА

² ФГБОУ ВО ВятГУ

Computing the ignition delay period for the tractor engine operation on the diesel fuel and rapeseed oil mixtures

A.N. Kartashevich¹, P.Y. Malyshkin¹, R.S. Dargel¹,
S.A. Plotnikov², G.E. Zabolotskikh²

¹ Belarusian State Agricultural Academy

² Vyatka State University

На сегодняшний день разработано большое количество моделей процесса сгорания. Все они построены на основе зависимости скорости предпламенных подготовительных процессов от скорости нагрева и испарения впрыскиваемого топлива. Проведен расчет периода задержки воспламенения двигателя, работающего на смеси дизельного топлива с сурепным маслом, воспламенение которых в сочетании с воздухом носит цепной характер. Известны многие эмпирические зависимости расчета периода задержки воспламенения. Однако вследствие наличия большого количества различных коэффициентов они дают разную сходимость результатов расчета с экспериментальными данными. Предложено определять период задержки воспламенения на основе первого закона термодинамики, позволяющего аналитическим путем добиться удовлетворительного совпадения расчетных и экспериментальных данных. Для актуализации математической модели воспламенения топлива приняты следующие допущения: закон впрыскивания топлива — нестационарный; вследствие нагрева и испарения топлива происходит снижение температуры заряда; скорость испарения зависит от скорости впрыска топлива, времени и температуры; утечки рабочего тела через неплотности отсутствуют. Разработана методика оценки влияния состава топливной смеси на механизмы самовоспламенения в цилиндре дизеля 4ЧН11,0/12,5. Анализ результатов расчета показал, что применение топливной смеси с добавками сурепного масла сопровождается увеличением периода задержки воспламенения и угла от момента подачи топлива до начала видимого горения на $1,0 \dots 1,5^\circ$ поворота коленчатого вала. Снижение мощности источников тепловыделения при условии сохранения ин-

тенсивности теплоотдачи на неизменном уровне обуславливает уменьшение максимальной и осредненной температур цикла.

EDN: LWTLBG, <https://elibrary/lwtlbg>

Ключевые слова: дизельное топливо, сурепное масло, период задержки воспламенения, первый закон термодинамики, подача топлива

As of today, a large number of the combustion process models were developed. All of them were constructed on the pre-ignition preparatory processes rate dependence on the injected fuel heating and evaporation rate. The paper provides results of computing the ignition delay period of a diesel engine running on the diesel fuel and rapeseed oil mixture. Its ignition in combination with air is of a chain nature. Many empirical dependencies for calculating the ignition delay period are known. However, they provide different convergence between the computation results and the experimental data due to a large number of various coefficients. The paper proposes to determine the ignition delay period based on the first law of thermodynamics making it possible to ensure satisfactory agreement between the computed and experimental data analytically. The following assumptions are accepted to update the fuel ignition mathematical model: the fuel injection law is non-stationary; due to the fuel heating and evaporation, the charge temperature is decreasing; the evaporation rate depends on the fuel injection rate, time and temperature; the working fluid leakage is missing. The study results in development of a methodology to assess the mixed fuel composition influence on the autoignition mechanisms in the 4ChN11.0/12.5 diesel engine cylinder. The computation results analysis shows that introduction of the mixed fuel with rapeseed oil additives is accompanied by an increase in the ignition delay period and in the angle from the moment of fuel supply to the beginning of visible combustion by 1.0 ... 1.5° crankshaft rotations. A decrease in the heat sources power, if the heat transfer intensity remains unchanged, causes a decrease in the maximum and average cycle temperatures.

EDN: LWTLBG, <https://elibrary/lwtlbg>

Keywords: diesel fuel, rapeseed oil, ignition delay period, first law of thermodynamics, fuel supply

В настоящее время разработано достаточно много моделей схем процесса сгорания в дизельном двигателе (далее дизель) [1–8]. Воспламенение смешанных с воздухом смесей дизельного топлива (ДТ) и сурепного масла (СМ) носит цепной характер. Скорость предпламенных подготовительных процессов напрямую зависит от скорости нагрева и испарения впрыскиваемого топлива. При испарении порций впрыснутого топлива за счет теплообмена происходит снижение температуры свежего заряда, состоящего из свежего воздуха, отработавших газов, оставшихся в цилиндре дизеля от предыдущего цикла и порции смеси ДТ и СМ.

Известны и получили широкое применение многие эмпирические зависимости расчета периода задержки воспламенения (ПЗВ). Однако из-за наличия значительного количества различных коэффициентов они в той или иной степени дают разную сходимость с экспериментальными данными [9–15].

Наиболее точным способом определения ПЗВ является применение первого закона тер-

модинамики, позволяющего аналитическим путем добиться удовлетворительного совпадения расчетных и экспериментальных данных.

Цель работы — определение зависимости между ПЗВ и содержанием СМ в топливной смеси.

Рассмотрим в общем виде условия воспламенения четырехфазной смеси, состоящей из ДТ, СМ, свежего воздуха и впрыснутого топлива путем введения в уравнение теплового баланса членов, учитывающих затраты теплоты на нагрев смеси, испарение и перегрев паров.

Для математической модели воспламенения топлива принимаем следующие допущения:

- закон впрыска топлива — нестационарный;
- снижение температуры заряда происходит вследствие нагрева и испарения топлива;
- скорость испарения зависит от скорости впрыска, времени и температуры;
- утечки рабочего тела (РТ) через неплотности отсутствуют.

Рассмотрим период конца такта сжатия дизеля в момент начала впрыска топлива и пред-

ставим полный объем цилиндра как закрытую термодинамическую систему. Для получения основных уравнений воспользуемся законами сохранения массы и энергии.

Закон сохранения массы РТ в цилиндре дизеля в момент начала впрыска топлива в дифференциальной форме запишем как

$$dm = m_v + dq_{ц},$$

где dm — изменение массы РТ в результате впрыска топлива, кг; m_v — масса свежего заряда, кг; $dq_{ц}$ — изменение цикловой подачи топлива, кг/цикл.

Масса свежего заряда

$$m_v = m_b(1 + \gamma), \quad (1)$$

где m_b — масса воздуха в цилиндре дизеля, кг; γ — коэффициент остаточных газов.

Масса воздуха в цилиндре дизеля

$$m_b = \frac{G_b}{120n}, \quad (2)$$

где G_b — массовый часовой расход воздуха, кг/ч; n — частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Изменение цикловой подачи топлива определяется выражением

$$dq_{ц} = \mu_p f_p \rho_T \frac{dc_{впр}}{dt}, \quad (3)$$

где μ_p — коэффициент расхода топлива распылителем; f_p — площадь проходных сечений распылителей, м²; ρ_T — плотность топлива при разности давлений $p_{ф} - p_{ц}$ ($p_{ф}$ — давление начала впрыска топлива форсункой, МПа; $p_{ц}$ — давление в цилиндре в момент впрыска топлива форсункой, МПа), кг/м³; $dc_{впр}/dt$ — скорость истечения топлива через распыливающие отверстия форсунок, м/с.

Площадь проходных сечений распылителей

$$f_p = \frac{\pi d_{отв}^2}{4} m_{отв}, \quad (4)$$

где $d_{отв}$ — диаметр распыливающих отверстий, м²; $m_{отв}$ — количество распыливающих отверстий, шт.

Для упрощения расчетов предполагаем, что

$$\frac{dc_{впр}}{dt} = \frac{dh_{п}}{dt}.$$

Здесь $dh_{п}/dt$ — изменение скорости движения плунжера, м/с,

$$\frac{dh_{п}}{dt} = 60\pi n \frac{dh_{п}}{d\phi}, \quad (5)$$

где $dh_{п}/d\phi$ — угловая скорость движения плунжера, м/град (в зависимости от характеристики движения плунжера топливного насоса высокого давления, установленной заводом-изготовителем).

С учетом соотношения (5) выражение (3) приобретает вид

$$\frac{dq_{ц}}{d\phi} = 60\pi n \mu_p f_p \rho_T \frac{dh_{п}}{d\phi}.$$

С помощью выражений (1)–(5) после преобразований получаем угловую скорость изменения массы РТ в цилиндре дизеля в момент начала впрыска топлива

$$\frac{dm}{d\phi} = \frac{G_b}{120n}(1 + \gamma) + 60\pi n \mu_p f_p \rho_T \frac{dh_{п}}{d\phi}. \quad (6)$$

Уравнение сохранения энергии на основании первого закона термодинамики в дифференциальной форме после начала впрыска топлива имеет вид

$$dU + dL + dQ = 0, \quad (7)$$

где dU — изменение внутренней энергии РТ, Дж; dQ — количество теплоты, подведенное к РТ, Дж; dL — механическая работа, совершаемая РТ, Дж.

Изменение внутренней энергии РТ в полных дифференциалах можно представить как

$$dU = mdu + udm, \quad (8)$$

где m — текущая масса РТ, кг; du — изменение удельной внутренней энергии РТ, Дж.

Предполагая, что РТ — идеальный газ, запишем

$$du = C_v dT,$$

где C_v — молярная теплоемкость РТ при постоянном объеме V , Дж/(моль·К); dT — изменение температуры РТ, К.

Тогда выражение (8) приобретает следующий вид:

$$dU = mC_v dT + C_v T dm. \quad (9)$$

Выполняемая РТ механическая работа

$$dL = pdV, \quad (10)$$

где p — текущее давление в камере сгорания дизеля, Па; dV — изменение объема РТ, м³.

После подстановки выражений (10) и (9) в формулу (7) имеем

$$mC_V dT + C_V T dm + p dV + dQ = 0. \quad (11)$$

После почленного деления выражения (11) на $pV = mR_{уд}T$, где $R_{уд}$ — удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К), запишем

$$\frac{C_V dT}{R_{уд}T} + \frac{C_V dm}{mR_{уд}} + \frac{dV}{V} + \frac{dQ}{pV} = 0. \quad (12)$$

Заменяя в выражении (12)

$$\frac{C_V}{R_{уд}} = \frac{1}{K-1}$$

и $pV = C_V mT$, где K — показатель адиабаты сжатия, получаем

$$\frac{1}{K-1} \frac{dT}{T} - \frac{1}{K-1} \frac{dm}{m} + \frac{dV}{V} - \frac{dQ}{C_V mT} = 0. \quad (13)$$

После дифференцирования выражения (13) по углу поворота коленчатого вала φ имеем

$$\frac{1}{K-1} \frac{1}{T} \frac{dT}{d\varphi} - \frac{1}{K-1} \frac{1}{m} \frac{dm}{d\varphi} + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\varphi} - \frac{1}{C_V mT} \frac{dQ}{d\varphi} = 0. \quad (14)$$

Угловая скорость изменения объема цилиндра

$$\frac{dV}{d\varphi} = 120\pi n R_k \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right), \quad (15)$$

где R_k — радиус кривошипа, м; λ — кинематический показатель; k — величина относительного смещения дезаксиального механизма.

Выразим из уравнения (14) угловую скорость изменения температуры РТ от угла поворота коленчатого вала и после преобразований запишем

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{T}{m} \frac{dm}{d\varphi} - (K-1) \left(\frac{T}{V} \frac{dV}{d\varphi} - \frac{1}{C_V m} \frac{dQ}{d\varphi} \right). \quad (16)$$

Угловая скорость подвода теплоты к РТ

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{dQ_x}{d\varphi} - \frac{dQ_w}{d\varphi}, \quad (17)$$

где $dQ_x/d\varphi$ — угловая скорость тепловыделения в результате начала сгорания, Дж/град; $dQ_w/d\varphi$ — угловая скорость теплоотдачи в стенки цилиндра, Дж/град.

В процессе впрыска, нагрева и испарения топлива угловой скоростью теплоотдачи в стенки цилиндра можно будет пренебречь вследствие ее малой величины ($dQ_w/d\varphi \approx 0$).

Угловую скорость тепловыделения представим в следующем виде:

$$\frac{dQ_x}{d\varphi} = \frac{dQ_{хим}}{d\varphi} - \frac{dQ_{физ}}{d\varphi}, \quad (18)$$

где $dQ_{хим}/d\varphi$ — угловая скорость тепловыделения за счет химического реагирования, Дж/град; $dQ_{физ}/d\varphi$ — угловая скорость нагрева впрыскиваемого топлива до начала кипения, Дж/град.

Угловая скорость тепловыделения за счет химического реагирования

$$\frac{dQ_{хим}}{d\varphi} = K_x H_u \frac{dm_{исп}}{d\varphi} e^{-\frac{E_{эф}}{RT}},$$

где K_x — предэкспоненциальный множитель скорости реакции; H_u — низшая расчетная теплота сгорания, Дж/кг; $dm_{исп}/d\varphi$ — угловая скорость испарения топлива, кг/град; $E_{эф}$ — эффективная энергия активации химической реакции начала сгорания для одного моля вещества топлива, Дж/моль; R — универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К).

Угловая скорость испарения топлива

$$\frac{dm_{исп}}{d\varphi} = \frac{1}{L} \frac{dQ_{исп}}{d\varphi}, \quad (19)$$

где $dQ_{исп}/d\varphi$ — угловая скорость подвода теплоты, необходимой для испарения впрыскиваемого топлива, Дж/град; L — удельная теплота парообразования топлива, Дж/кг.

Вследствие начала химической реакции окисления смеси ДТ и СМ происходит выделение теплоты и увеличение температуры заряда. Момент начала впрыска топлива в камеру сгорания дизеля совпадает с началом ПЗВ, а момент превышения температуры свежего заряда в результате начала выделения теплоты над температурой свежего заряда, которую бы достиг заряд из-за адиабатного сжатия без впрыска топлива, и есть окончание ПЗВ, т. е. при $T = T_{cr}$, где T — текущая температура заряда в камере сгорания, К; T_{cr} — температура начала сгорания заряда, К.

Угловая скорость нагрева впрыскиваемого топлива до начала кипения

$$\frac{dQ_{физ}}{d\varphi} = Q_{впр} \frac{dq_{ц}}{d\varphi}, \quad (20)$$

где $Q_{впр}$ — удельное количество теплоты, необходимое для нагрева одного килограмма топлива до начала испарения, Дж/кг; $dq_{ц}/d\varphi$ — угловая скорость топливоподачи, кг/град.

Удельное количество теплоты, необходимое для нагрева одного килограмма топлива до начала испарения, находим как

$$Q_{\text{впр}} = c_v q_{\text{ц}} (T_{\text{исп}} - T_{\text{н.в}}), \quad (21)$$

где c_v — удельная массовая теплоемкость топлива при постоянном объеме, Дж/(кг·К); $q_{\text{ц}}$ — массовая цикловая подача топлива, кг/цикл; $T_{\text{исп}}$ — текущая температура кипения топлива, К; $T_{\text{н.в}}$ — температура топлива в начале впрыска, К.

После подстановки выражения (21) в формулу (20) получаем

$$\frac{dQ_{\text{физ}}}{d\varphi} = c_v q_{\text{ц}} (T_{\text{исп}} - T_{\text{н.в}}) \frac{dq_{\text{ц}}}{d\varphi}. \quad (22)$$

Будем считать, что угловая скорость нагрева впрыскиваемого топлива до начала кипения приблизительно равна угловой скорости подвода теплоты, необходимой для испарения впрыскиваемого топлива с той лишь разницей, что элементарная масса испаренного топлива отстает на некоторый угол поворота коленчатого вала от элементарной массы нагретого до испарения топлива. Поэтому можно записать

$$\frac{dQ_{\text{физ}}}{d\varphi} \approx \frac{dQ_{\text{исп}}}{d\varphi}.$$

Тогда выражение (19) преобразуется следующим образом:

$$\frac{dm_{\text{исп}}}{d\varphi} = \frac{1}{L} c_v q_{\text{ц}} (T_{\text{исп}} - T_{\text{н.в}}) \frac{dq_{\text{ц}}}{d\varphi}.$$

С учетом формул (22), (21), (18) и (17) выражение (16) приобретает вид

$$\frac{dQ}{d\varphi} = c_v q_{\text{ц}} (T_{\text{исп}} - T_{\text{н.в}}) \frac{dq_{\text{ц}}}{d\varphi} \left(K_x H_u \frac{1}{L} e^{-\frac{E_{\text{эф}}}{RT}} - 1 \right). \quad (23)$$

После подстановки выражений (6), (15) и (23) в формулу (16) получаем уравнение воспламенения топлива

$$\begin{aligned} \left(\frac{dT}{d\varphi} \right)_{\text{воспл}} &= \frac{T}{m} \left[\frac{G_{\text{в}}}{120n} (1 + \gamma) + 60\pi \mu_{\text{р}} f_{\text{р}} \rho_{\text{т}} \frac{dh_{\text{п}}}{d\varphi} \right] - \\ &- (K - 1) \left\{ \frac{T}{V} \left[120\pi n R_{\text{п}} \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right) \right] - \right. \\ &- \frac{1}{C_v m} \left[c_v q_{\text{ц}} (T_{\text{исп}} - T_{\text{н.в}}) \left(60\pi \mu_{\text{р}} f_{\text{р}} \rho_{\text{т}} \frac{dh_{\text{п}}}{d\varphi} \right) \times \right. \\ &\left. \left. \times \left(K_x H_u \frac{1}{L} e^{-E_{\text{эф}}/(RT)} - 1 \right) \right] \right\}. \quad (24) \end{aligned}$$

Для случая отсутствия впрыска топлива, т. е. при постоянной массе РТ ($m = \text{const}$, $dm = 0$) уравнение (24) приобретает вид

$$\begin{aligned} \left(\frac{dT}{d\varphi} \right)_{\text{сж}} &= \frac{T}{m_v} \left[\frac{G_{\text{в}}}{120n} (1 + \gamma) \right] - (K - 1) \times \\ &\times \frac{T}{V} \left[120\pi n R_{\text{п}} \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right) \right]. \quad (25) \end{aligned}$$

Уравнение (25) соответствует угловой скорости изменения температуры РТ в цилиндре дизеля без подачи топлива.

Началом ПЗВ будет угол $\varphi_{\text{нПЗВ}} = 360 - \Theta_{\text{д.впр}}$, где $\Theta_{\text{д.впр}}$ — действительный угол опережения впрыска топлива до верхней мертвой точки. Окончание ПЗВ описывается выражением

$$\left(\frac{dT}{d\varphi} \right)_{\text{воспл}} - \left(\frac{dT}{d\varphi} \right)_{\text{сж}} = \Delta, \quad \Delta > 0. \quad (26)$$

После преобразований и интегрирования выражения (26) получаем

$$\varphi_{\text{кПЗВ}} = \frac{T_{\text{воспл}} - T_{\text{сж}}}{\Delta}, \quad (27)$$

где $\varphi_{\text{кПЗВ}}$ — угол поворота коленчатого вала, соответствующий началу воспламенения (концу ПЗВ), град; $T_{\text{воспл}}$ и $T_{\text{сж}}$ — текущая температура РТ в цилиндре дизеля с топливopодачей и без нее соответственно, К.

Тогда ПЗВ определяется как

$$\Phi_{\text{ПЗВ}} = \varphi_{\text{кПЗВ}} - \varphi_{\text{нПЗВ}}.$$

С учетом соотношений (26) и (27) получаем уравнение для определения ПЗВ при работе дизеля на смеси ДТ и СМ

$$\Phi_{\text{ПЗВ}} = \frac{T_{\text{воспл}} - T_{\text{сж}}}{\left(\frac{dT}{d\varphi} \right)_{\text{воспл}} - \left(\frac{dT}{d\varphi} \right)_{\text{сж}}} - (360 - \Theta_{\text{д.впр}}).$$

Анализ результатов расчетов для тракторного дизеля 4ЧН11,0/12,5 показал, что добавление СМ в ДТ приводит к увеличению ПЗВ и угла от момента впрыска топлива до начала видимого горения. Так, при нагрузке $P_e = 0,10$ МПа и работе дизеля на чистом ДТ этот угол равен $20,2^\circ$, на смеси с добавкой 20 % СМ — $21,5^\circ$, а на смеси с добавкой 50 % СМ — $22,4^\circ$.

Увеличение же нагрузки P_e от 0,10 до 0,96 МПа вызывает снижение угла от момента впрыска топлива до начала видимого горения. Так, при нагрузке $P_e = 0,10$ МПа и работе на

**Расчетные значения угла от момента впрыска топлива до начала видимого горения
при $\Theta_{\text{впр}} = 22^\circ$ и $n = 800 \text{ мин}^{-1}$ для разных смесей ДТ и СМ**

Содержание СМ в смеси, %	Угол от момента впрыска топлива до начала видимого горения, град, при нагрузке P_e , МПа				
	0,10	0,30	0,50	0,70	0,96
0	20,2	18,7	17,7	16,9	16,4
10	20,9	19,4	18,4	17,6	17,1
20	21,5	20,0	19,0	18,2	17,7
30	21,9	20,4	19,4	18,6	18,1
40	22,2	20,7	19,7	18,9	18,4
50	22,4	20,9	19,9	19,1	18,6

смеси с добавкой 20 % СМ этот угол равен $21,5^\circ$, при $P_e = 0,50 \text{ МПа}$ — $19,0^\circ$, а при номинальной нагрузке $P_e = 0,96 \text{ МПа}$ — $17,7^\circ$.

Расчетные значения угла от момента впрыска топлива до начала видимого горения при угле опережения впрыска топлива $\Theta_{\text{впр}} = 22^\circ$ и частоте вращения коленчатого вала $n = 800 \text{ мин}^{-1}$ для разных смесей ДТ и СМ приведены в таблице.

Тем не менее, полученные теоретические данные нуждаются в экспериментальной проверке.

Выводы

1. Предложено определять ПЗВ дизеля на основе первого закона термодинамики, который аналитическим путем позволяет добиться

удовлетворительного совпадения расчетных и экспериментальных данных.

2. Разработана методика оценки влияния состава топливной смеси на механизмы процесса самовоспламенения в цилиндре дизеля 4ЧН11,0/12,5.

3. Определена зависимость между ПЗВ и содержанием СМ в топливной смеси. Анализ результатов расчета показал, что применение топливной смеси с добавками СМ сопровождается увеличением ПЗВ и угла от момента подачи топлива до начала видимого горения на $1,0 \dots 1,5^\circ$ ПКВ.

4. Установлено, что снижение мощности источников тепловыделения при условии сохранения интенсивности теплоотдачи на неизменном уровне обуславливает уменьшение максимальной и средней температур цикла.

Литература

- [1] Марков В.А., Девянин С.Н., Са Б. и др. Исследование работы дизельного двигателя на смесевых и эмульгированных биотопливах с добавками рапсового масла. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 70–90.
- [2] Марков В.А., Девянин С.Н., Нагоров С.А. и др. Особенности использования смесевых биотоплив с добавками метилового эфира подсолнечного масла в автотракторном дизеле. *Автомобильная промышленность*, 2022, № 4, с. 28–33.
- [3] Марков В.А., Иванкин А.Н., Са Б. и др. Талловое масло как сырье для производства биодизельного топлива. *Двигателестроение*, 2022, № 2, с. 72–83.
- [4] Бирюков А.Л., Новокшанов Ф.А., Булавина Т.Г. Модернизация системы подачи топлива дизельного двигателя для работы на растительном масле с подачей воды. *Автоматизация и энергосбережение машиностроительного и металлургического производства: технология и надежность машин, приборов и оборудования. Мат. XIV Межд. науч.-тех. конф.* Вологда, ВоГУ, 2020, с. 342–346.
- [5] Малышкин П.Ю., Карташевич А.Н., Плотников С.А. и др. Исследование тепловыделения в дизеле при работе на газовом топливе. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 8, с. 117–125, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-8-117-125>

- [6] Картошкин А.П., Корабельников С.К., Чистяков А.Н. Сравнительный анализ процесса смесеобразования в двигателе со стандартным процессом и интенсифицированным процессом воздухоподдачи. *Известия МААО*, 2020, № S49, с. 26–32.
- [7] Плотников С.А., Ланских Ю.В., Мисихин А.С. и др. *Расчет параметров топливного факела в дизеле*. Свид. о гос. рег. прог. для ЭВМ РФ 2021663445. Заявл. 17.08.2021, опубл. 17.08.2021.
- [8] Карташевич А.Н., Малышкин П.Ю. *Электронная система впрыска газового топлива в дизель*. Патент ВУ 10060. Заявл. 05.04.2013, опубл. 30.04.2014.
- [9] Markovna A.I., Makarov V.S., Klyushkin A.A. et al. Assessment of the efficiency of the use of wheeled vehicles. *JARiTS*, 2023, no. 34, pp. 98–103.
- [10] Кульчицкий А.Р. К вопросу о расчетном определении эмиссии частиц с отработавшими газами дизелей. *Двигателестроение*, 2000, № 1, с. 37–38.
- [11] Кульчицкий А.Р. *Токсичность автомобильных и тракторных двигателей*. Владимир, Изд-во ВлГУ, 2000. 256 с.
- [12] Картошкин А.П., Филимонов В.А., Фомичев А.И. Конструкторские разработки АО «Петербургский тракторный завод». *Известия МААО*, 2023, № 67, с. 12–20.
- [13] Сударкин В.Н. Результаты эксплуатации ДВС с системой озонирования топливозвоздушной смеси. *АгроЭкоИнфо*, 2023, № 3. URL: https://agroecoinfo.ru/STATYI/2023/3/st_320.pdf
- [14] Агуреев И.Е., Елагин М.Ю., Хмелев Р.Н. и др. Математическое моделирование предпускового режима работы малоразмерного дизеля в условиях низких отрицательных температур. *Двигателестроение*, 2022, № 4, с. 82–89.
- [15] Вахрамеев Д.А., Дерюшев И.А., Потапов Е.А. и др. Обоснование параметров воздушного заряда при пуске дизеля в условиях низких температур. *Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии*, 2023, № 2, с. 64–70, doi: https://doi.org/10.48012/1817-5457_2023_2_64-70

References

- [1] Markov V.A., Devyanin S.N., Sa B. et al. Investigation of diesel engine operation on mixed biofuels and emulsified biofuels with rapeseed oil additives. *Dvigatelistroenie* [Engines Construction], 2023, no. 1, pp. 70–90. (In Russ.).
- [2] Markov V.A., Devyanin S.N., Nagorov S.A. et al. Feature of the use of mixed biofuels with additives of methyl ether of sunflower oil in an automotive diesel engine. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 2022, no. 4, pp. 28–33. (In Russ.).
- [3] Markov V.A., Ivankin A.N., Sa B. et al. Tallow oil as a raw material for the production of biodiesel fuel. *Dvigatelistroenie* [Engines Construction], 2022, no. 2, pp. 72–83. (In Russ.).
- [4] Biryukov A.L., Novokshyanov F.A., Bulavina T.G. [Modernization of diesel engine fuel supply system for operation on vegetable oil with water supply]. *Avtomatizatsiya i energosberezhenie mashinostroitel'nogo i metallurgicheskogo proizvodstva: tekhnologiya i nadezhnost mashin, priborov i oborudovaniya. Mat. XIV Mezhd. nauch.-tekh. konf.* [Automation and Energy Saving of Machine-Building and Metallurgical Production: Technology and Reliability of Machines, Devices and Equipment. Proc. XIV Int. Sci.-Tech. Conf.]. Vologda, VoGU Publ., 2020, pp. 342–346. (In Russ.).
- [5] Malyshev P.Yu., Kartashevich A.N., Plotnikov S.A. et al. Heat release in a diesel engine operating on the gas fuel. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2023, no. 8, pp. 117–125, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-8-117-125> (in Russ.).
- [6] Kartoshkin A.P., Korabelnikov S.K., Chistyakov A.N. Comparative analysis of the process of mixture formation in the engine with a standard process and an intensified air supply process. *Izvestiya MAAO*, 2020, no. S49, pp. 26–32. (In Russ.).

- [7] Plotnikov S.A., Lanskich Yu.V., Misikhin A.S. et al. *Raschet parametrov toplivnogo fakela v dizele* [Calculation of fuel flame parameters in a diesel engine]. Software reg. sert. 2021663445. Appl. 17.08.2021, publ.17.08.2021. (In Russ.).
- [8] Kartashevich A.N., Malyshkin P.Yu. *Elektronnaya sistema vpryska gazovogo topliva v dizel* [Electronic gas fuel injection system for diesel engines]. Patent BY 10060. Appl. 05.04.2013, publ. 30.04.2014.
- [9] Markovnina A.I., Makarov V.S., Klyushkin A.A. et al. Assessment of the efficiency of the use of wheeled vehicles. *JARiTS*, 2023, no. 34, pp. 98–103.
- [10] Kulchitskiy A.R. On the analysis of solid particle contents in engine exhaust gas. *Dvigatellestroenie* [Engines Construction], 2000, no. 1, pp. 37–38. (In Russ.).
- [11] Kulchitskiy A.R. *Toksichnost avtomobilnykh i traktornykh dvigateley* [Exhaust emission of automotive and tractor engines]. Vladimir, Izd-vo VIGU Publ., 2000. 256 p. (In Russ.).
- [12] Kartoshkin A.P., Filimonov V.A., Fomichev A.I. Design developments of JSC "Petersburg tractor plant". *Izvestiya MAAO*, 2023, no. 67, pp. 12–20. (In Russ.).
- [13] Sudarkin V.N. Operation results of internal combustion engines with fuel-air mixture ozonisation system. *AgroEkoInfo*, 2023, no. 3. URL: https://agroecoinfo.ru/STATYI/2023/3/st_320.pdf (in Russ.).
- [14] Agureev I.E., Elagin M.Yu., Khmelev R.N. et al. Mathematical simulation of the small-sized diesel engine pre-start operation exposed to low negative temperatures. *Dvigatellestroenie* [Engines Construction], 2022, no. 4, pp. 82–89. (In Russ.).
- [15] Vakhrameev D.A., Deryushev I.A., Potapov E.A. et al. Justification of air charge parameters at diesel start-up under low temperatures. *Vestnik Izhevskoy gosudarstvennoy selskokhozyaystvennoy akademii* [The Bulletin of Izhevsk State Agricultural Academy], 2023, no. 2, pp. 64–70, doi: https://doi.org/10.48012/1817-5457_2023_2_64-70 (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 23.01.2024

Информация об авторах

КАРТАШЕВИЧ Анатолий Николаевич — доктор технических наук, профессор, заслуженный работник образования Республики Беларусь, заведующий кафедрой «Тракторы, автомобили и машины для природообустройства». УО Белорусская ГСХА (213410, Горки, Республика Беларусь, ул. Мичурина, д. 5, e-mail: kartashevich@yandex.ru).

МАЛЫШКИН Павел Юрьевич — старший преподаватель кафедры «Тракторы, автомобили и машины для природообустройства». УО Белорусская ГСХА (213410, Горки, Республика Беларусь, ул. Мичурина, д. 5, e-mail: pavelm36@yandex.by).

ДАРГЕЛЬ Руслан Сергеевич — аспирант кафедры «Тракторы, автомобили и машины для природообустройства». УО Белорусская ГСХА (213410, Горки, Республика Беларусь, ул. Мичурина, д. 5, e-mail: ruslandargel@mail.ru).

ПЛОТНИКОВ Сергей Александрович — доктор технических наук, профессор кафедры «Технология машиностроения». ФГБОУ ВО ВятГУ (610000, Киров, Российская Федерация, ул. Московская, д. 36, e-mail: plotnikovsa@bk.ru).

Information about the authors

KARTASHEVICH Anatoly Nikolaevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Honored Worker of Education of the Republic of Belarus, Head of the Department Tractors, Vehicles and Machines for Environmental Engineering. Belarusian State Agricultural Academy (213410, Gorki, Republic of Belarus, Michurina St., Bldg. 5, e-mail: kartashevich@yandex.ru).

MALYSHKIN Pavel Yurievich — Senior Lecturer, Department of Tractors, Vehicles and Machines for Environmental Engineering. Belarusian State Agricultural Academy (213410, Gorki, Republic of Belarus, Michurina St., Bldg. 5, e-mail: pavelm36@yandex.by).

DARGEL Ruslan Sergeevich — Postgraduate, Department of Tractors, Vehicles and Machines for Environmental Engineering. Belarusian State Agricultural Academy (213410, Gorki, Republic of Belarus, Michurina St., Bldg. 5, e-mail: ruslandargel@mail.ru).

PLOTNIKOV Sergey Alexandrovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Mechanical Engineering Technology. Vyatka State University (610000, Kirov, Russian Federation, Moskovskaya St., Bldg. 36, e-mail: plotnikovsa@bk.ru).

ЗАБОЛОТСКИХ Георгий Эдуардович — аспирант кафедры «Технология машиностроения». ФГБОУ ВО ВятГУ (610000, Киров, Российская Федерация, ул. Московская, д. 36, e-mail: zabolotskikh88@yandex.ru).

ZABOLOTSKIKH Georgy Eduardovich — Postgraduate, Department of Mechanical Engineering Technology. Vyatka State University (610000, Kirov, Russian Federation, Moskovskaya St., Bldg. 36, e-mail: zabolotskikh88@yandex.ru).

Просьба сослаться на эту статью следующим образом:

Карташевич А.Н., Малышкин П.Ю., Даргель Р.С., Плотников С.А., Заболотских Г.Э. Расчет периода задержки воспламенения при работе тракторного двигателя на смесях дизельного топлива с сурепным маслом. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 10, с. 96–104.

Please cite this article in English as:

Kartashevich A.N., Malyshkin P.Y., Dargel R.S., Plotnikov S.A., Zabolotskikh G.E. Computing the ignition delay period for the tractor engine operation on the diesel fuel and rapeseed oil mixtures. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 10, pp. 96–104.



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебное пособие А.А. Забровской
«Профессионально-ориентированный перевод.
Английский язык»**

Представлены материалы для лекционных и семинарских занятий, предназначенные для аудиторной и внеаудиторной работы студентов над профессионально-ориентированным английским языком в области перевода. Цель данного пособия — формирование и закрепление теоретических знаний, а также практических навыков, необходимых для выполнения профессионально-ориентированного перевода. Подобраны аутентичные англоязычные материалы по наиболее востребованным темам для будущих переводчиков в сфере профессиональной коммуникации. Каждый из трех модулей включает теоретическую часть и задания на формирование навыков перевода с английского языка на русский и обратно в англоязычном профессиональном дискурсе.

Для магистрантов 2-го курса, обучающихся по направлению подготовки 45.03.02 «Лингвистика» в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>