

РАЗРАБОТКА И АПРОБАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРЕДПУСКОВОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

д.т.н. Елагин М.Ю., Павлов Д.В., д.т.н. Хмелев Р.Н.
Тульский государственный университет, Тула, Россия
aiah@yandex.ru

Пуск холодного дизеля в условиях Арктики с минимальными температурами ниже $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ представляет существенные трудности вследствие низкой температуры воздушного заряда, повышенного сопротивления проворачиванию коленчатого вала и перемещению других, кинематически с ним связанных деталей (поршни, детали механизма газораспределения; и т.д.) из-за увеличенной вязкости масла, ухудшения условий распыливания топлива, усиленной теплоотдачи в стенки цилиндра, потери части воздушного заряда. Настоящая статья посвящена решению актуальной задачи, связанной с разработкой теоретической базы, обеспечивающей комплексное имитационное моделирование предпускового режима работы дизеля в условиях низких температур окружающей среды при использовании средств облегчения пуска. В статье предлагается математическая модель дизеля, базирующаяся на тепломеханике (термодинамике открытых систем), которая отражает основные особенности двигателя внутреннего сгорания (ДВС) как системы, преобразующей энергию во времени. Система уравнений математической модели основывается на законах сохранения энергии, массы, уравнениях движения твердых звеньев и включает дифференциальные уравнения скоростей изменения температуры и плотности рабочего тела в цилиндре и в картере ДВС, идеально-газовое уравнение состояния, а также дифференциальные уравнения изменения угловой скорости и угла поворота вала двигателя. Математическая модель апробирована на примере дизеля 1С9,5/8,0. В статье представлены графики изменения угловой скорости, давления и температуры в цилиндре, а также результаты расчетов предпускового режима работы двигателя при различных низких температурах окружающей среды в сравнении с результатами натурных экспериментов, проведенных в холодильной камере.

Ключевые слова: дизель, низкие температуры, предпусковой режим, математическое моделирование.

Введение

В настоящее время актуальная задача освоения Арктики не может быть решена без использования многоцелевых дизельных двигателей внутреннего сгорания, которые широко применяются для привода электроагрегатов, буровых установок, компрессоров, коммунальной и строительной техники, тракторов, а также автономных агрегатов с круглосуточным режимом эксплуатации. В рассматриваемых условиях сверхнизких температур автономное функционирование даже специально адаптированных к Арктике дизелей представляет существенные трудности. В первую очередь, это касается предпускового режима работы дизеля, от которого зависит возможность его запуска.

Существующие проблемы пуска дизеля при низких температурах окружающей среды

Пусковые качества дизелей оценивают по минимальной температуре надежного пуска, времени подготовки двигателя к принятию нагрузки, минимальной пусковой частоте n_{\min} и условной величины – средним давлением трения $P_{\text{тр}}$ (отношение силы трения к площади поршня) [1].

Пуск холодного дизеля представляет трудности вследствие: низкой температуры воздушного заряда; повышенного сопротивления проворачиванию коленчатого вала и перемещению других, кинематически с ним связанных деталей (поршни, детали механизма газораспределения; и т.д.) из-за увеличенной вязко-

сти масла; ухудшения условий распыливания топлива; усиленной теплоотдачи в стенки цилиндра; потери части воздушного заряда [2, 3].

Низкая температура воздушного заряда на впуске и усиленный теплоотвод в стенки цилиндра приводят к тому, что значительно снижается температура и давление рабочего тела в конце такта сжатия. Существенное влияние на уменьшение температуры воздуха в конце такта сжатия оказывает и неравномерность скорости движения поршня в цилиндре.

Наименьшее значение скорости приходится на конец такта сжатия. В результате увеличивается не только время, отводимое на процесс теплообмена между воздушным зарядом и стенками камеры сгорания, но и перепад температур между ними, поэтому потери тепла воздушным зарядом возрастают [2].

Снижение скорости движения поршня и увеличенные зазоры в цилиндропоршневой группе ведут к потерям воздушного заряда, перетекающего через зазоры в картер, что приводит к снижению давления воздуха в конце такта сжатия, которое может составлять до 75 % номинальной величины, и снижению температуры [4].

Низкая температура окружающего воздуха отрицательно сказывается и на качестве распыливания топлива форсунками, что также затрудняет пуск дизеля. Происходит это из-за повышения вязкости дизельного топлива и возрастания сил его поверхностного натяжения, уменьшения частоты вращения кулачкового вала топливного насоса высокого давления и скорости плунжеров нагнетательных секций, что ведет к снижению давления нагнетаемого в форсунки топлива и уменьшению скорости истечения топлива из распылителя. Происходящее при этом снижение качества распыливания топлива в сочетании со снижением температуры воздуха в конце такта сжатия увеличивают период задержки самовоспламенения топлива, также затрудняя пуск дизеля.

Иногда сочетание этих факторов вообще не обеспечивает самовоспламенения дизельного топлива, и пуск дизеля становится невозможным. Практикой установлено, что надежный пуск дизелей по условиям воспламеняемости и прокачиваемости топлива можно произвести при температуре окружающего воздуха не ниже $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$. При более низких температурах необходимо применять средства облегчения пуска дизельного двигателя [4–8].

В этой связи актуальной задачей является разработка теоретической базы, обеспечивающей комплексное имитационное моделирование предпускового режима работы дизеля в условиях сверхнизких температур окружающей среды при использовании средств облегчения пуска.

Разработка математической модели дизеля

Существующие подходы [9–14] к математическому описанию предпускового режима работы дизеля в основном ориентированы на исследование локальных аспектов подготовки ДВС к пуску. В данной работе на примере дизеля 1Ч9,5/8,0 авторами предложено комплексное математическое описание процесса функционирования ДВС как единой динамической системы [15–17] для предпускового режима в условиях сверхнизких температур окружающей среды (до $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$). Предлагаемый подход позволяет спрогнозировать уровень температуры рабочего тела в цилиндре при сверхнизких температурах окружающей среды с учетом изменения основных конструктивных и эксплуатационных параметров, таких как компрессия дизеля, пусковая частота и др.

Математическая модель дизеля базируется на тепломеханике (термодинамике открытых систем) [15–17] и отражает основные особенности двигателя как системы, преобразующей энергию во времени. Для рассматриваемого одноцилиндрового дизеля 1Ч9,5/8,0 система уравнений математической модели основывается на законах сохранения энергии, массы, уравнениях движения твердых звеньев и включает 6 дифференциальных уравнений.

В частности, дифференциальные уравнения скоростей изменения плотности и температуры рабочего тела в цилиндре с учетом утечек через зазоры в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) имеют вид:

$$\frac{d\rho}{d\tau} = \frac{1}{W} \cdot [G_{n1} + G_{n2} + G_{n3} - G_{p1} - G_{p2} - G_{p3} - \rho \cdot f_n \cdot \omega \cdot a_2], \quad (1)$$

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{1}{c_v \cdot \rho \cdot W} \cdot \left[G_{n1} \cdot (i_{n1} - u) + G_{n2} \cdot (i_{n2} - u) + G_{n3} \cdot (i_k - u) - (G_{p1} + G_{p2} + G_{p3}) \times \right. \\ \left. \times (i - u) + \dot{Q}_g - \dot{Q}_t - p \cdot f_n \cdot \omega \cdot a_2 \right] \quad (2)$$

Для описания изменения состояния газа в картере ДВС, который моделировался как полость переменного объема W_k , использовались аналогичные дифференциальные уравнения:

$$\frac{d\rho_k}{d\tau} = \frac{1}{W_k} \cdot [G_{p3} - G_{n3} + G_{n4} - G_{p4}], \quad (3)$$

$$\frac{dT_k}{d\tau} = \frac{1}{c_{vk} \cdot \rho_k \cdot W_k} [G_{p3} \cdot (i - u_k) + G_{n3} \cdot (i_k - u_k) + G_{n4} \cdot (i_{n1} - u_k) - G_{p4} \cdot (i_k - u_k)]. \quad (4)$$

Угловая скорость и угол поворота коленчатого вала двигателя определялись из уравнений:

$$\frac{d\omega}{d\tau} = \frac{1}{J} \cdot (M_d + M_n - M_c); \quad (5)$$

$$\frac{d\varphi}{d\tau} = \omega. \quad (6)$$

В уравнениях (1–6) использовались следующие условные обозначения: τ – время; T, ρ – температура и плотность рабочего тела в цилиндре; T_k, ρ_k – температура и плотность рабочего тела в картере; c_v, c_{vk} – удельная изохорная теплоемкость рабочего тела в цилиндре и картере соответственно; W, W_k – текущий объем рабочего тела в цилиндре и картере; f_n – площадь поршня; ω и φ – угловая скорость и угол поворота коленчатого вала; $G_{n1}, G_{n2}, G_{n3}, G_{n4}$ – секундный массовый приход рабочего тела через впускной, выпускной клапаны, зазоры в ЦПГ и систему вентиляции картера, соответственно; $G_{p1}, G_{p2}, G_{p3}, G_{p4}$ – секундный массовый расход рабочего тела через впускной, выпускной клапаны, зазоры в ЦПГ и систему вентиляции картера, соответственно; u, i – удельная внутренняя энергия и энтальпия рабочего тела в цилиндре; u_k, i_k – удельная внутренняя энергия и энтальпия рабочего тела в картере; \dot{Q}_g – секундный приход энергии в форме теплоты при горении рабочей смеси; \dot{Q}_t – секундный расход энергии в форме теплоты в результате теплообмена в цилиндре; J – момент инерции; M_d – движущий момент; M_n – пусковой момент; M_c – момент сопротивления.

Движущий момент в уравнении (5) для рассматриваемого одноцилиндрового дизеля определяется следующим образом:

$$M_d = a_4 \cdot [(p - p_0) \cdot f_n - F_{tr} - a_3 \cdot m_n \cdot \omega^2 - a_2 \cdot m_n \cdot \frac{d\omega}{dt}],$$

где p – давление рабочего тела в цилиндре; p_0 – давление рабочего тела под поршнем; F_{tr} – сила трения в цилиндропоршневой группе; m_n – приведенная масса частей двигателя, совершающих возвратно-поступательное движение;

$$a_2 = r_k \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right);$$

$$a_3 = r_k \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi);$$

$$a_4 = r_k \cdot \sin \varphi \cdot \left[1 + \frac{\lambda \cdot \cos \varphi}{1 - \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi)} \right]; \quad \lambda = \frac{r_k}{l_{sh}},$$

где r_k – радиус кривошипа; l_{sh} – длина шатуна.

Момент сопротивления M_c двигателя на режиме его прокрутки стартером определялся по эмпирической формуле [1]:

$$M_c = 0,875 \cdot V_h \cdot \left(0,11 + 0,022 \cdot \frac{n}{100} \right) \cdot \gamma^{0,39},$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ; γ – вязкость моторного масла, сСт ; V_h – рабочий объем двигателя.

Для расчета коэффициента теплоотдачи α между рабочим телом и стенками двигателя использовалась формула Эйхельберга [16].

$$\alpha = 2,1 \cdot \sqrt{p \cdot T} \cdot c_m^{0,333},$$

где c_m – средняя скорость поршня.

Уравнения (1–6) дополнялись уравнением состояния идеального газа, а также известными зависимостями [17] для определения $G_n, G_p, u, i, F_{tr}, \dot{Q}_g, \dot{Q}_t$.

Приведенная система уравнений (1–6) может использоваться для моделирования работы ДВС как на режиме предпусковой подготовки с последующим пуском, так и во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя [18].

На рис. 1–3 приведены результаты расчета предпускового режима работы дизеля 1Ч9,5/8,0 при температуре окружающей среды -60°C .

Апробация математической модели

На втором этапе была проведена проверка адекватности разработанной математической модели. Сравнение результатов моделирования осуществлялось с результатами эксперимента

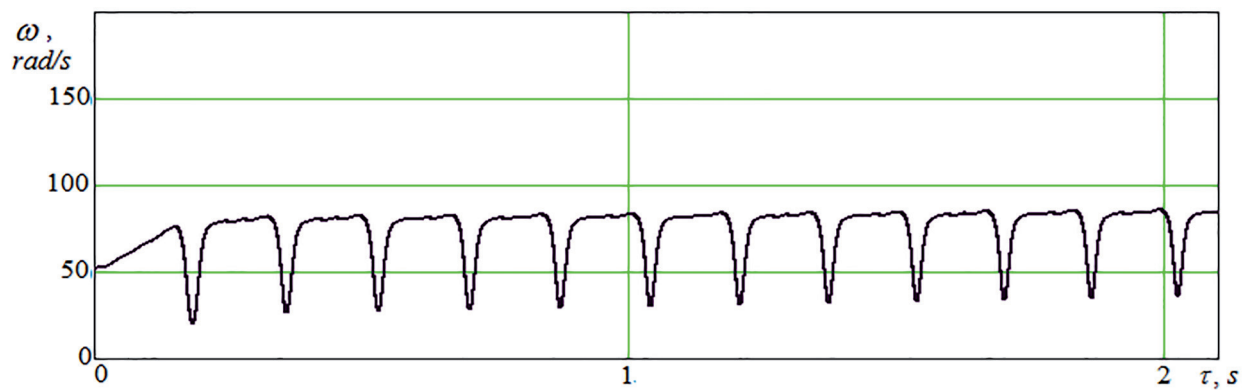


Рис. 1. Изменение угловой скорости коленчатого вала дизеля

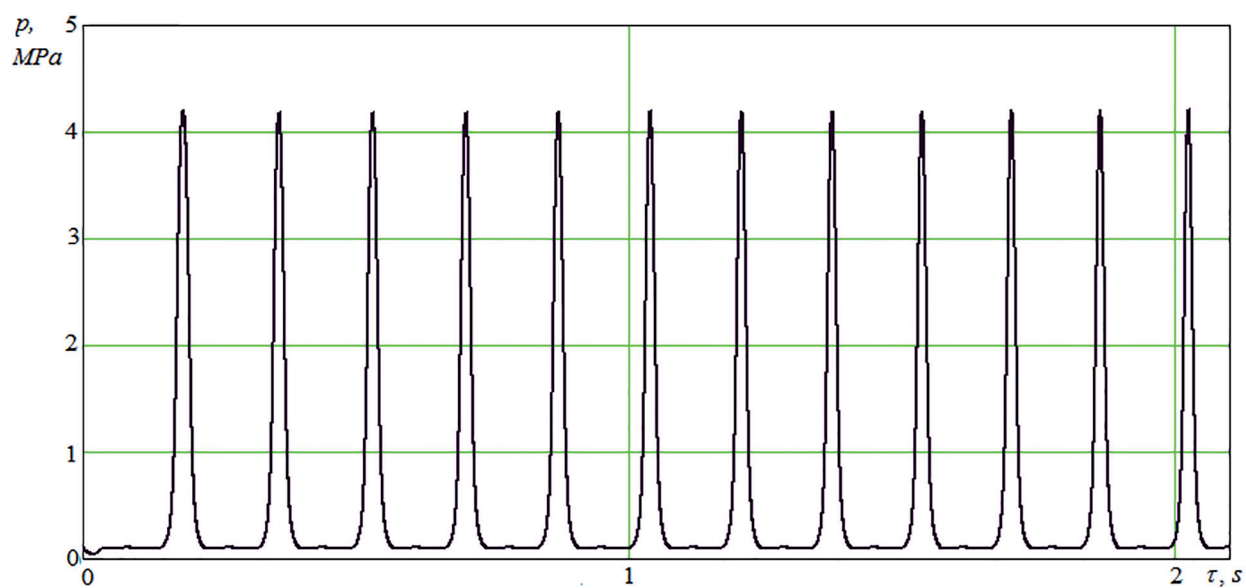


Рис. 2. Изменение давления в цилиндре

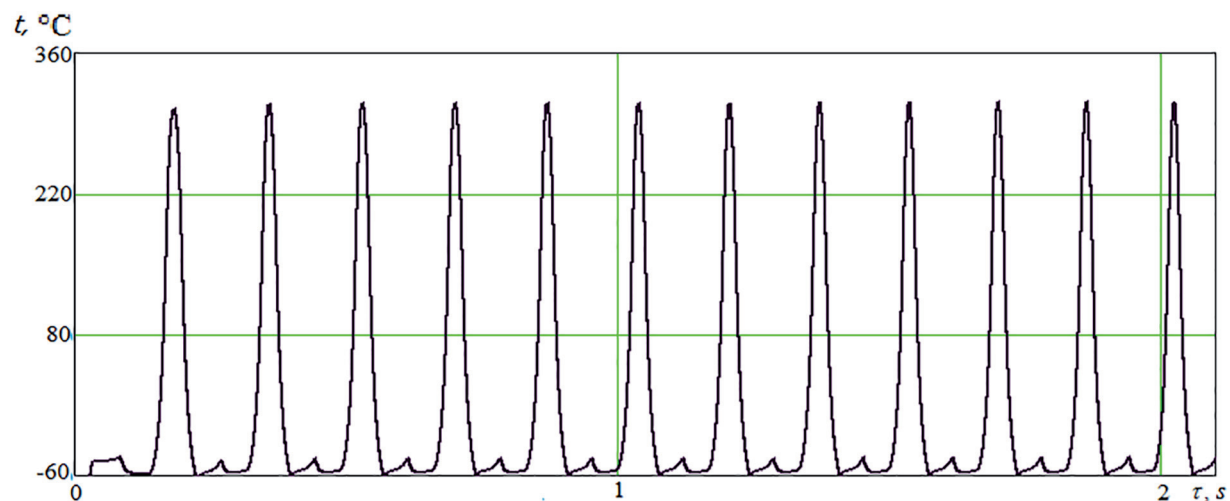


Рис. 3. Изменение температуры в цилиндре дизеля

в холодильной камере (рис. 4). При температурах в холодильной камере от $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ двигатель тремя попытками прокручивался стартером в течение 10 секунд с интервалом между попытками 30 с.

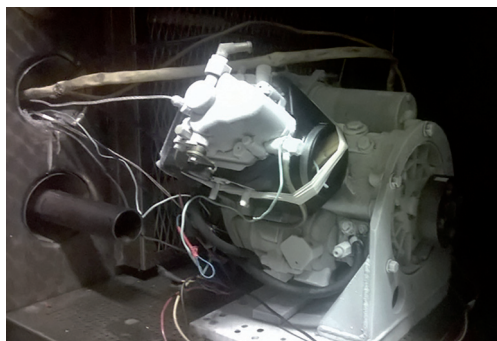


Рис. 4. Холодильная камера с дизелем 1Ч9,5/8,0 при температуре $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$

Измерение температуры рабочего тела в камере сгорания осуществлялось датчиком с хромель-копелевой термопарой с последующим осреднением.

В табл. 1 приведены расчетные и экспериментальные значения средних температур рабочего тела в камере сгорания дизеля 1Ч9,5/8,0.

Таблица 1

Расчетные и экспериментальные средние значения температуры рабочего тела в камере сгорания дизеля 1Ч9,5/8,0

№ п/п	$t_0\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$t_{\text{расч}}\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$t_{\text{эксп}}\text{ (}^{\circ}\text{C)}$
1	-20	69,0	70,7
2	-30	56,2	61,3
3	-40	43,8	47,7
4	-50	28,0	30,7
5	-60	15,3	16,0

Из табл. 1 видно, что расхождения в определении по математической модели средних значений температуры $t_{\text{расч}}$ не превышают 10 % по сравнению с экспериментальными данными $t_{\text{эксп}}$.

Заключение

Таким образом, разработанное авторами математическое и программное обеспечение позволяет получить для предпускового режима работы дизеля закономерности изменения параметров состояния рабочего тела в цилиндре при низких температурах окружающей среды. Погрешность в определении средней температуры рабочего тела в цилиндре по сравнению

с экспериментом не превышает 10%. Полученные результаты можно использовать для анализа соответствия температуры в цилиндре температуре самовоспламенения топливовоздушной смеси с учетом изменения компрессии дизеля.

Литература

1. Шапран В.Н., Стрелков Д.Н. К проблеме обеспечения надежного пуска дизеля в условиях низких температур и возможности использования СВЧ нагрева топлива и моторного масла // Материалы международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ». М.: МГТУ «МАМИ». С. 208–215.
2. Белов М.П., Бурячко В.Р., Акатов Е.И. Двигатели армейских машин. Часть первая. Теория [Текст]. М.: Воениздат, 1971.
3. Павлов Д.В., Хмелев Р.Н. Особенности эксплуатации малоразмерных дизельных двигателей в условиях Арктики // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. 2016. Т. 3. № 3 (6). С. 241–247.
4. Чижков Ю.П., Квайт С.М., Сметнев Н.Н. Электростартерный пуск автотракторных двигателей. М.: Машиностроение, 1985. 160 с.
5. Оберемок В.З., Юрковский И.М. Пуск автомобильных двигателей. М.: Транспорт, 1979. 118 с.
6. Карташевич А.Н., Кухаренок Г.М., Гордеевко А.В., Разинкевич Д.С. Улучшение пусковых качеств автотракторных дизелей в зимний период эксплуатации. Монография. Белорусская государственная сельскохозяйственная академия. Минск.: Изд. ООО «Красико-Принт», 2005, 180 с.
7. Квайт С.М., Менделевич Я.А., Чижков Ю.П. Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей. М.: Машиностроение, 1990. 256 с.
8. Мараховский В.П. Низкотемпературный пуск форсированных дизельных двигателей // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал, 2004. № 2. С. 135–137.
9. Камалтдинов В.Г., Марков В.А. Холодный пуск двигателя. Результаты исследования процессов подачи и распыливания топлива // Автомобильная промышленность. 2010. № 9. С. 9–11.
10. Харитонов В.В. Повышение эффективности пуска автотракторного дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха. Автореф. дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук, Москва, 2005. 19 с.

11. Шавлов А.В. Улучшение пусковых характеристик дизелей типа В-2 с комбинированной системой подготовки запуска совершенствованием системы термостатирования масла. Автореф. дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук, Барнаул, 2012. 19 с.
 12. Козлов А.А. К вопросу о повышении эффективности пуска дизеля // Вестник СиБАДИ. 2018. Т. 15. № 5. С. 650–659.
 13. Карноухова И.В. Определение оптимальной температуры воздуха во впускном коллекторе двигателя // Вестник СиБАДИ. 2014. № 3 (37). С. 7–12.
 14. Park J.K. Simulation of starting process of diesel engine under cold condition // International Journal of Automotive Technology. 2007. № 3. Vol. 8. Pp. 289–298.
 15. Елагин М.Ю. Математическое моделирование нестационарных процессов в открытых термодинамических системах. Тула: Изд-во ТулГУ, 1999. 112 с.
 16. Елагин М.Ю. Термодинамика открытых систем. Тула: Изд-во ТулГУ, 2013. 400 с.
 17. Хмелев Р.Н. Математическое и программное обеспечение системного подхода к исследованию и расчету поршневых двигателей внутреннего сгорания. Монография. Тула: Изд-во ТулГУ, 2011. 229 с.
 18. Маливанов М.В., Хмелев Р.Н. Разработка методики проектировочных расчетов поршневых двигателей внутреннего сгорания // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. 2012. Т. 1. С. 290–293.
- ### References
1. Shapran V.N., Strelkov D.N. The problem of ensuring reliable start-up of a diesel engine at low temperatures and the possibility of using microwave heating of fuel and engine oil. *Materialy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii AAI «Avtomobil- i traktorostroyeniye v Rossii: priority razvitiya i podgotovka kadrov»*, posvyashchennoy 145-letiyu MGTU «MAMI» [Materials of the international scientific and technical conference of AAE “Automotive Engineering and Tractor Engineering in Russia: Development Priorities and Personnel Training”, dedicated to the 145th anniversary of MSTU MAMI]. M.: MGTU «MAMI» Publ., pp. 208–215 (in Russ.).
 2. Belov M.P., Buryachko V.R., Akatov Ye.I. *Dvigateli armeyskikh mashin. Chast' pervaya. Teoriya* [The engines of army vehicles. Part one. Theory]. Moscow: Voenizdat Publ., 1971.
 3. Pavlov D.V., Khmelev R.N. Features of operation of small diesel engines in the Arctic conditions. *Al'ternativnyye istochniki energii v transportno-tekhnologicheskoy kompleksе: problemy i perspektivy ratsional'nogo ispol'zovaniya* [Alternative energy sources in the transport and technological complex: problems and prospects of rational use]. 2016. T. 3. No 3 (6), pp. 241–247 (in Russ.).
 4. Chizhkov Yu.P., Kvayt S.M., Smetnev N.N. *Elektrostarternyy pusk avtotraktornykh dvigateley* [Electric start of tractor engines]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1985. 160 p.
 5. Oberemok V.Z., Yurkovskiy I.M. *Pusk avtomobil'nykh dvigateley* [Vehicle engine start]. Moscow: Transport Publ., 1979. 118 p.
 6. Kartashevich A.N., Kukharenok G.M., Gordeyenko A.V., Razinkevich D.S. *Uluchsheniye puskovykh kachestv avto-traktornykh dizeley v zimniy period ekspluatatsii. Monografiya. Belorusskaya gosudarstvennaya sel'skokhozyaystvennaya akademiya* [Improving the starting qualities of automotive diesel engines in the winter period of operation. Monograph. Belarusian State Agricultural Academy]. Minsk.: Izd. OOO «Krasiko-PrinT» Publ., 2005, 180 p.
 7. Kvayt S.M., Mendelevich Ya.A., Chizhkov Yu.P. *Puskovyye kachestva i sistemy puskavtotraktornykh dvigateley* [Starting qualities and starting systems of automotive engines]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1990. 256 p.
 8. Marakhovskiy V.P. Low-temperature start-up of forced diesel engines. *Vseukrainskiy nauchno-tekhnicheskii zhurnal*, 2004. No 2, pp. 135–137 (in Russ.).
 9. Kamaltdinov V.G., Markov V.A. Cold start of engine. The results of the study of the processes of supply and atomization of fuel. *Avtomobil'naya promyshlennost'*. 2010. No 9, pp. 9–11 (in Russ.).
 10. Kharitonov V.V. *Povysheniye effektivnosti puskavtotraktorного dizelya v usloviyakh nizkikh temperatura-tur okruzhayushchego vozdukhа*. Avtoref. diss. na soisk. uch. stepeni kand. tekhn. nauk [Improving the efficiency of starting a tractor diesel engine at low ambient temperatures. Abstract of Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)], Moscow, 2005. 19 p.
 11. Shavlov A.V. *Uluchsheniye puskovykh kharakteristik dizeley tipа V-2 s kombinirovannoy sistemoy podgotovki zapuska sovershenstvovaniyem sistemy termostatirovaniya masla*. Avtoref. diss. na soisk. uch. stepeni kand. tekhn. nauk [Improving the starting characteristics of V-2 diesels with a combined system for preparing the start by improving the oil thermostating system. Abstract of Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)], Barnaul, 2012. 19 p.

12. Kozlov A.A. Increasing the efficiency of starting a diesel engine. *Vestnik SIBADI*. 2018. T. 15. No 5, pp. 650–659 (in Russ.).
13. Karnoukhova I.V. Determining the optimum air temperature in the intake manifold of the engine. *Vestnik SiBADI*. 2014. No 3 (37), pp. 7–12 (in Russ.).
14. Park J.K. Simulation of starting process of diesel engine under cold condition. *International Journal of Automotive Technology*. 2007. No 3. Vol. 8. pp. 289–298 (in Russ.).
15. Yelagin M.Yu. *Matematicheskoye modelirovaniye nestatsionarnykh protsessov v otkrytykh termodinamicheskikh sistemakh* [Mathematical modeling of non-stationary processes in open thermodynamic systems]. Tula: Izd-vo TuLGU Publ., 1999. 112 p.
16. Yelagin M.Yu. *Termodinamika otkrytykh sistem* [Thermodynamics of open systems]. Tula: Izd-vo TuLGU Publ., 2013. 400 p.
17. Khmelev R.N. *Matematicheskoye i programnoye obespecheniye sistemnogo podkhoda k issledovaniyu i raschetu porshnevnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya. Monografiya* [Mathematical and software systems approach to the study and calculation of reciprocating internal combustion engines. Monograph]. Tula: Izd-vo TuLGU Publ., 2011. 229 p.
18. Maliovanov M.V., Khmelev R.N. Development of design calculation methods for reciprocating internal combustion engines. *Modernizatsiya i nauchnyye issledovaniya v transportnom komplekse*. 2012. T. 1, pp. 290–293 (in Russ.).

DEVELOPMENT AND TESTING OF A MATHEMATICAL MODEL OF THE ENGINE PRE-START OPERATION AT LOW AMBIENT TEMPERATURES

DSc in Engineering **M.YU. Yelagin**, **D.V. Pavlov**, DSc in Engineering **R.N. Khmelev**
Tula State University, Tula, Russia
aiah@yandex.ru

Starting a cold diesel engine, in the Arctic, with minimum temperatures below $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$, presents significant difficulties due to: low temperature of the air charge; increased resistance to cranking the crankshaft and moving other kinematically related parts (pistons, parts of the gas distribution mechanism; etc.) due to the increased viscosity of the oil, deterioration of fuel atomization conditions, enhanced heat transfer to the cylinder wall, loss of part of the air charge. This article is devoted to solving the urgent problem associated with the development of a theoretical framework that provides comprehensive simulation of the starting mode of a diesel engine at low ambient temperatures when using start-up facilitators. The article proposes a mathematical model of a diesel engine, based on thermal mechanics (thermodynamics of open systems), which reflects the main features of an internal combustion engine (ICE) as a system that converts energy over time. The system of equations of the mathematical model is based on the laws of conservation of energy, mass, equations of motion of solid links and includes differential equations of the rate of change of temperature and density of the working fluid in the cylinder and in the engine crankcase, ideal gas equation of state, as well as differential equations of change of angular velocity and angle of rotation of engine shaft. The mathematical model is tested on the example of a 1CH9.5/8.0 diesel engine. The article presents graphs of changes in the angular velocity, pressure and temperature in the cylinder, as well as the results of calculating the engine pre-start operation at various low ambient temperatures in comparison with the results of full-scale experiments conducted in the refrigerating chamber.

Keywords: diesel, low temperatures, prestart mode, mathematical modeling.