

# МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ОДНОЦИЛИНДРОВОГО ДИЗЕЛЯ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ С УЧЕТОМ РАСХОДА КАРТЕРНЫХ ГАЗОВ

Павлов Д.В., Платонов К.Ю., д.т.н. Хмелев Р.Н.

Тульский государственный университет, Тула, Россия

aiah@yandex.ru

*В настоящее время наиболее эффективным методом исследования двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является математическое моделирование и вычислительный эксперимент. Использование вычислительного эксперимента позволяет существенно сократить материальные и временные затраты при исследовании, проектировании и доводке ДВС. В тоже время, несмотря на высокий уровень применяемых математических моделей, практически отсутствуют исследования, направленные на установление закономерностей влияния состояния цилиндропоршневой группы (ЦПГ) на расход картерных газов и другие показатели работы двигателя на установившихся и переходных режимах. Настоящая статья посвящена решению актуальной задачи, связанной с разработкой теоретической базы, обеспечивающей комплексное имитационное моделирование установившихся и переходных режимов работы дизеля с учетом расхода картерных газов. В статье представлена математическая модель дизеля, базирующаяся на тепломеханике, которая отражает основные особенности двигателя 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 малоразмерного одноцилиндрового дизеля 149,5/8,0 с воздушным охлаждением. Данный тип двигателей широко применяется для средств малой механизации в сельском хозяйстве, генераторных установок и т.д. В статье представлены результаты расчетов ряда режимов работы двигателя в сравнении с результатами натурных испытаний, проведенных на стенде.*

**Ключевые слова:** дизель, расход картерных газов, математическое моделирование.

**Для цитирования:** Павлов Д.В., Платонов К.Ю., Хмелев Р.Н. Математическое моделирование процесса функционирования одноцилиндрового дизеля с воздушным охлаждением с учетом расхода картерных газов // Известия МГТУ «МАМИ». 2020. № 3 (45). С. 75–82. DOI: 10.31992/2074-0530-2020-45-3-75-82.

## Введение

Широкое применение ДВС и постоянное увеличение их количества ставит вопрос повышения эффективности их эксплуатации и диагностирования. Среди основных элементов ДВС стоит выделить цилиндропоршневую группу как наиболее ответственный элемент. В процессе эксплуатации ЦПГ двигателя подвергается износу. Состояние ЦПГ оказывает непосредственное влияние на мощностные, экономические и экологические показатели работы двигателя [1, 2]. Оценка состояния ЦПГ может производиться различными методами. Известны такие способы, как эндоскопия, замер компрессии, диагностика пневмотестером, вибрационное диагностирование, измерение расхода масла на угар, спектральный анализ масел и др. [3, 4, 5].

Среди наиболее простых следует выделить также метод измерения расхода картерных газов (РКГ) [6]. Данный параметр позволяет регистрировать состояние ЦПГ на протяжении всего жизненного цикла. На этапе обкатки двигателя на величину РКГ можно ориентироваться, как на косвенный показатель степени приработки деталей ЦПГ. На рис. 1 приведена зависимость величины РКГ от времени наработки дизеля 149,5/8,0 с двумя новыми цилиндрами.

На рис. 1 показано, что конструктивно идентичные цилиндры имеют различные значения расхода. Данный факт говорит о геометрической неидентичности ЦПГ. Исходя из вышеуказанного сравнительный анализ значений РКГ серии цилиндров позволяет на этапе обкатки выявлять образцы, качество изготовле-

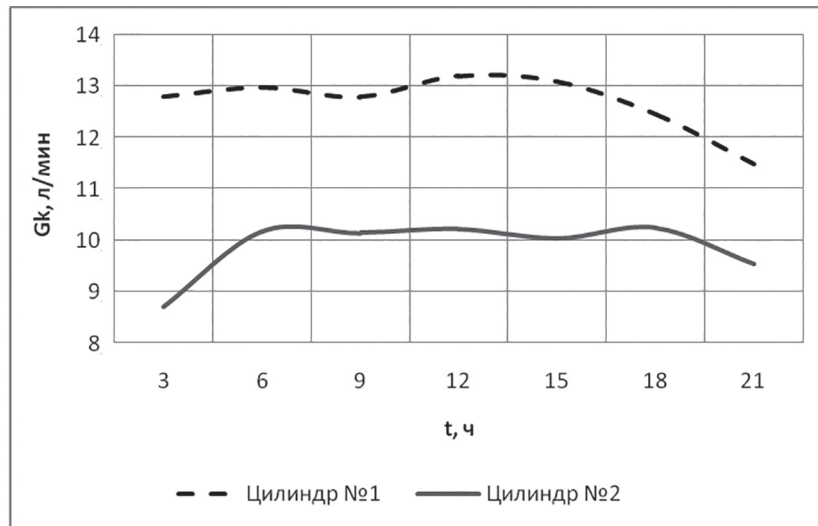


Рис. 1. Зависимость величины расхода картерных газов ( $G_k$ ) от времени наработки двигателя ( $t$ )

ния и сборки которых значительно отклоняются от среднестатистических значений.

В процессе эксплуатации двигателя расход картерных газов может увеличиться в 2 раза и более [7]. Так, Николаев Е.В. в своей работе [8] приводит данные эксперимента с автомобилем, оборудованным двигателем ЯМЗ. Согласно его результатам, расход картерных газов на протяжении пробега в 380 тыс. км изменялся с 50 л/мин до 140 л/мин.

На величину расхода картерных газов ДВС также оказывают влияние такие факторы, как: особенности конструкции ЦПГ, состояние ЦПГ, нагрузка двигателя, частота вращения коленчатого вала, тепловое состояние двигателя и др. [9].

Исследованиям вопросов расхода картерных газов занимались Колчин А.В., Гаврилов А.А., Гоц А.Н., Морозов В.В., Сысоев С.Н., Николаев Е.В., Волков М.Ю. и др. Достаточно подробно исследован вопрос диагностики ДВС по параметру расхода картерных газов [4, 10, 11]. Также, проблема картерных газов подробно рассматривается в работах, связанных с системами вентиляции картера [12, 13, 14]. Однако недостаточно внимания уделено вопросам влияния РКГ на показатели работы двигателя.

### **Разработка математической модели дизеля**

В данной работе на примере дизеля 1Ч9,5/8,0 предложено комплексное математическое описание процесса функционирования ДВС, как единой динамической системы [15].

Математическая модель дизеля базируется на тепломеханике [7, 10, 16, 17] и отражает ос-

новные 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.

При построении математической модели процесса работы дизеля были приняты следующие основные допущения:

- рабочее тело – идеальный газ;
- состояние рабочего тела в рабочей полости квазиравновесное;
- процесс подачи топлива в камеру сгорания, а также смесеобразование происходит практически мгновенно;
- течение через проходное сечение впускного и выпускного клапанов рассматривается как квазистационарное;
- воздействием волновых явлений на параметры потока во впускном и выпускном трубопроводах пренебрегаем;
- клапанная система безынерционна;
- температура стенок цилиндра, поршня и камеры сгорания постоянна.

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

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

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

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

$$\frac{d\rho_k}{d\tau} = \frac{1}{W_k} [G_{p3} - G_{n3} + G_{p4} - G_4]; \quad (3)$$

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

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

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

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

В уравнениях (1)–(6) использовались следующие условные обозначения:  $\tau$  – время;

$T, \rho$  – температура и плотность рабочего тела в цилиндре;  $T_k, \rho_k$  – 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;  $\omega$  и  $\varphi$  – угловая скорость и угол поворота коленчатого вала;  $G_{n1}, G_{n2}, G_{n3}, G_{p4}$  – 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;  $\dot{Q}_r$  – 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;  $M_c$  – момент сопротивления.

Движущий момент в уравнении (5) для рассматриваемого одноцилиндрового дизеля определяется по формуле:

$$M_d = a_4 \left[ (p - p_0) f_n - F_{тр} - a_3 m_n \omega^2 - a_2 m_n \frac{d\omega}{dt} \right] \quad (7)$$

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

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

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

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

где  $r_{кр}$  – радиус кривошипа;  $l_{ш}$  – длина шатуна.

Секундный РКГ или утечки через зазоры в ЦПГ определяется следующим образом:

$$G = \mu \cdot S \cdot \psi \cdot \sqrt{p_{вх} \cdot \rho_{вх}};$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;  $p_{вх}$  и  $\rho_{вх}$  – соответственно, давление и плотность газа в полости, из которой происходит истечение;  $S$  – площадь зазоров в ЦПГ, через которые происходят утечки картерных газов;  $\psi$  – функция, зависящая от режима истечения:

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{2/(k-1)}}$$

$$\text{при } \frac{p_{вых}}{p_{вх}} < \left( \frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)};$$

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[ (p_{вых}/p_{вх})^{2/k} - (p_{вых}/p_{вх})^{(k+1)/k} \right]}$$

$$\text{при } \frac{p_{вых}}{p_{вх}} > \left( \frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)}.$$

где  $k$  – показатель адиабаты.

Уравнения (1)–(6) дополнялись уравнением состояния идеального газа, а также известными зависимостями [18] для определения  $G_n, G_p$ , и,  $i, F_{тр}, \dot{Q}_r, \dot{Q}_t$ .

Приведенная система уравнений (1)–(6) может использоваться для моделирования

работы ДВС во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя [16].

### Апробация математической модели

На втором этапе была проведена проверка адекватности разработанной математической модели. Сравнение результатов моделирования осуществлялось с результатами серии испытаний на стенде технологической обкатки и испытаний дизелей. [19, 20].

Стенд обеспечивал измерения в рабочем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов следующих показателей работы дизеля:

- частоты вращения коленчатого вала,  $n$ ;
- нагрузки,  $M$ ;
- мгновенного расхода топлива,  $Gt$ ;
- давления и температуры масла,  $p_m$  и  $t_m$ ;
- температуры отработавших газов,  $t_{ог}$ ;
- расхода картерных газов  $G_{кг}$ .

Испытывалась серия новых цилиндров, поочередно устанавливаемых на один и тот же дизель. Это позволило избежать погрешностей измерения, вызванных неидентичностью параметров кривошипно-шатунного механизма и вспомогательных систем. Цилиндры выбирались из одной плавки. Испытания проводились на этапе обкатки дизеля.

На рис. 2 и 3 представлены сравнительные графики ряда показателей работы дизеля. Данные получены на установившемся режиме, при частоте вращения коленчатого вала 3200 об/мин.

Расхождение значений расхода топлива, расхода картерных газов и момента сопротивления по сравнению с экспериментом не превышает 10 %.

Одним из ключевых факторов, влияющих на расход картерных газов, является зазор в со-

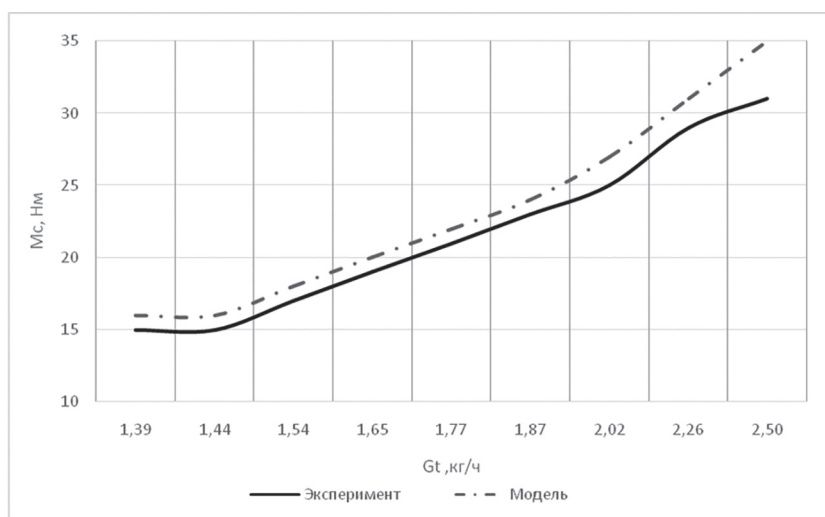


Рис. 2. Графики зависимости расхода топлива ( $G_t$ ) от нагрузки ( $M_c$ )

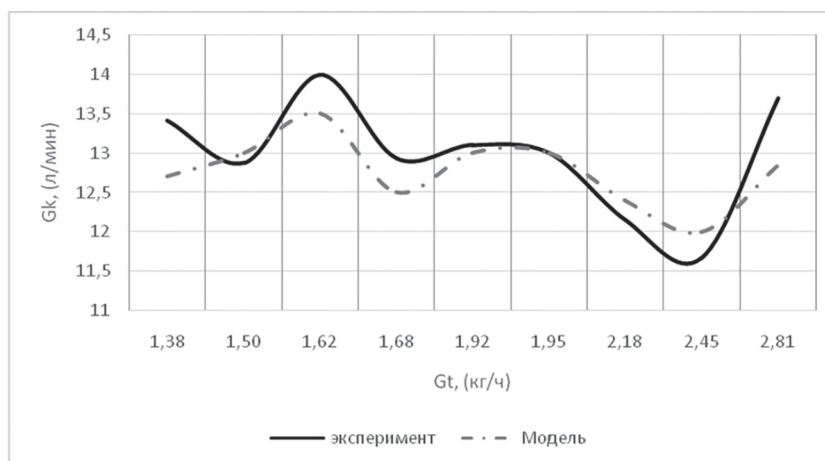


Рис. 3. Графики зависимости расхода картерных газов ( $G_k$ ) от расхода топлива ( $G_t$ )

пряжении цилиндр-компрессионное кольцо. В свою очередь, на данный параметр оказывает значительное влияние геометрия внутренней стенки цилиндра.

Для оценки влияния геометрических данных цилиндра на показатели работы двигателя проведен сравнительный анализ двух цилиндров (табл. 1). Для каждого цилиндра определено интегральное отклонение от номинальных размеров. Данный параметр образован путем нахождения среднего значения отклонений в четырех вертикальных сечениях по семи горизонтальным поясам, взятых по модулю. За номинальный размер принято значение середины поля допусков цилиндра в его размерной группе. Также указана разница значений между двумя цилиндрами.

Из таблицы следует, что цилиндр с большим отклонением от номинальных размеров имеет худшие показатели по расходу топлива и РКГ на одинаковом режиме.

Для установления закономерностей влияния эффективной площади  $\mu S$  зазора, через который происходят утечки картерных газов в ЦПГ на показатели работы дизеля проведен вычислительный эксперимент. Опыты прово-

дились с различными значениями  $\mu S$  при частоте вращения коленчатого вала 3200 об/мин и внешней нагрузке 15Нм. При этом подача топлива корректировалась для поддержания установившегося режима работы дизеля ( $n = 3200$  об/мин). На рис. 4 представлены графики зависимости РКГ и расхода топлива от изменения эффективной площади утечек картерных газов.

Из графика следует, что при увеличении эффективной площади утечек в 3 раза (с 0,095 мм<sup>2</sup> до 0,285 мм<sup>2</sup>, РКГ увеличился в 3,42 раза (с 12 л/мин до 35 л/мин).

### Заключение

Таким образом, разработанное авторами математическое и программное обеспечение позволяет получить закономерности изменения параметров дизеля во всем диапазоне оборотов и нагрузок с учетом расхода картерных газов. Адекватность модели подтверждена сопоставлением с результатами натурального эксперимента на стенде. Полученные результаты можно использовать для анализа и прогнозирования изменения параметров дизеля на этапах жизненного цикла с учетом расхода картерных газов.

Таблица 1

Сравнительный анализ параметров двух цилиндров

	Цилиндр № 1	Цилиндр № 2	Разница значений, %
Интегральное отклонение диаметра цилиндра, мкм	5,701	4,179	26,29
Средний РКГ на номинальном режиме, л/мин	12,48	9,93	20,43
Средний расход топлива на номинальном режиме, кг/ч	2,08	1,52	26,92

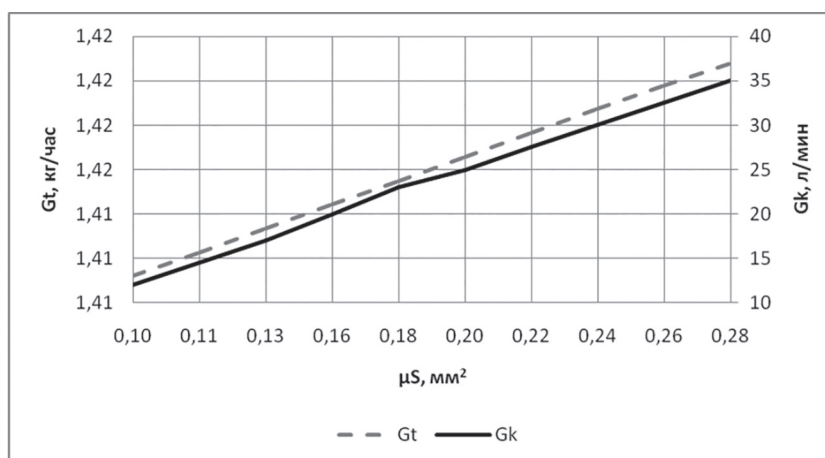


Рис. 4. Зависимость расхода картерных газов ( $G_k$ ) и расхода топлива ( $G_t$ ) от эффективной площади утечек ( $\mu S$ )

## Литература

1. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Двигатели внутреннего сгорания / Энциклопедия. Т. IV-14; Под общ. ред. А.А. Александрова и Н.А. Иващенко. М.: Машиностроение. 2013. 784 с.
2. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания / под общ. ред. д-ра техн. наук А.С. Орлина. М.: Mashgiz, 1955. 266 с.
3. Афинеевский С.А., Ермолаев П.С., Метелкин В.А. Зеркало цилиндра, утечка газов и угар масла // Автомобильная промышленность. 1989. № 3. С. 26.
4. Говрущенко Н.Я. Диагностика технического состояния автомобилей. М.: Транспорт, 1970. 251 с.
5. Ряков В.Г. Исследование и разработка метода дифференциальной диагностики цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания по параметрам герметичности: автореф., дис. на соискание ученой степени канд, техн. наук. Новосибирск, 1981. 19 с.
6. Воронин Д.М., Гуськов Ю.А., Вертей М.Л., Сафонов А.В. Влияние конструктивных параметров двигателя на величину пульсаций потока картерного газа // Вестник КрасГАУ. Красноярск, 2016. № 12. С. 112–117.
7. Колунин А.В., Шудыкин А.С., Белокопытов С.В. Определение состояния цилиндропоршневой группы двигателей военной техники по расходу картерных газов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Тула, 2015. С. 583–588.
8. Николаев Е.В. Совершенствование технологии диагностирования цилиндропоршневой группы дизельного двигателя по параметрам картерных газов: автореф. дис. на соискание ученой степени канд, техн. наук. М., 2013. 17 с.
9. Гаврилов А.А., Морозов В.В., Сысоев С.Н. О расходе картерных газов быстроходных дизелей // Современные проблемы науки и образования. 2012. № 4. URL: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=6486> (дата обращения: 27.04.2020).
10. Колчин, А.В. Бобков Ю.К. Новые средства и методы диагностирования автотракторных двигателей. М.: Колос, 1982. 108 с.
11. Никитин Е.А., Станиславский Л.В. и т.д. Диагностирование дизелей. М.: Машиностроение, 1987. 224 с.
12. Андриянов С.М., Башегуров С.В. Анализ и формирование требований к системам вентиляции картера дизелей // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2014. С. 7–14.
13. Волков М.Ю. Совершенствование системы вентиляции картера двухцилиндрового дизеля: автореф. дис. на соискание ученой степени канд, техн. наук. Владимир: ВлГУ, 2008. 19 с.
14. Рытвинский Т.Н. Исследование влияния вентиляции картеров автомобильных двигателей внутреннего сгорания: дис. на соискание ученой степени канд, техн. наук. Москва, 1968. 200 с.
15. Платонов К.Ю., Хмелев Р.Н. Моделирование и анализ деформаций цилиндра дизельного одноцилиндрового двигателя на стадии сборки // Конструирование, использование и надежность машин сельскохозяйственного назначения. 2017. № 1 (16). С. 274–278.
16. 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.
17. Мамонтов М.А. Основы термодинамики тела переменной массы. Тула: Приокское книжное изд., 1970. 87 с.
18. 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.
19. Агуреев И.Е., Груничев А.В., Платонов К.Ю., Плешанов А.А., Рыбаков Г.П., Хмелев Р.Н. Экспериментальные исследования влияния монтажных деформаций цилиндра дизеля на его эксплуатационные показатели // Известия МГТУ «МАМИ». 2020. № 1(43). С. 2–8.
20. I.E. Agureev, K.Yu. Platonov and R.N. Khmelev Computational and Experimental Studies of Deformations of Air-Cooled Diesel Cylinders at Its Assembling // Lecture Notes in Mechanical Engineering, Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019), Volume II. 2019. P. 261–271.

## References

1. Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. i dr. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Entsiklopediya* [Internal combustion engines. Encyclopedia]. Vol. IV-14; Pod obshch. red. A.A. Aleksandrova i N.A. Ivashchenko. M.: Mashinostroyeniye Publ., 2013. 784 p.
2. Orlin A.C. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Internal combustion engines]. Pod obshch. red. d-ra tekhn. nauk A.C. Orlina. Moscow: Mashgiz Publ., 1955. 266 p.
3. Afineyevskiy S.A., Yermolayev P.S., Metelkin V.A. Cylinder bearing surface, gas leak and oil waste.

- Avtomobil'naya promyshlennost'*. 1989. No 3, pp. 26. (in Russ.).
4. Govrushchenko N.Ya. *Diagnostika tekhnicheskogo sostoyaniya avtomobiley* [Diagnostics of the technical condition of vehicles]. Moscow: Transport Publ., 1970. 251 p.
  5. Ryakov V.G. *Issledovaniye i razrabotka metoda differentsial'noy diagnostiki tsilindroporshnevoy gruppy dvigatelya vnutrennego sgoraniya po parametram germetichnosti*: avtoref., dis. na soiskaniye uchenoy stepeni kand, tekhn. nauk [Research and development of a method for differential diagnostics of the cylinder-piston group of an internal combustion engine in terms of tightness parameters: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Novosibirsk, 1981. 19 p.
  6. Voronin D.M., Gus'kov Yu.A., Verthey M.L., Safonov A.V. Influence of the design parameters of the engine on the value of pulsations of the crankcase gas flow. *Vestnik KraSGAU*. Krasnoyarsk, 2016. No 12, pp. 112–117. (in Russ.).
  7. Kolunin A.V., Shudykin A.S., Belokopytov S.V. Determination of the state of the cylinder-piston group of military equipment engines by crankcase gas consumption. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskkiye nauki*. Tula, 2015, pp. 583–588. (in Russ.).
  8. Nikolayev Ye.V. *Sovershenstvovaniye tekhnologii diagnostirovaniya tsilindroporshnevoy gruppy dizel'nogo dvigatelya po parametram karternykh gazov*: avtoref. dis. na soiskaniye uchenoy stepeni kand, tekhn. nauk [Improving the technology for diagnosing the cylinder-piston group of a diesel engine by parameters of crankcase gases: Abstract to Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Moscow, 2013. 17 p.
  9. Gavrilov A.A., Morozov V.V., Sysoyev S.N. The consumption of crankcase gases of high-speed diesel engines. *Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya*. 2012. No 4. URL: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=6486> (accessed: 27.04.2020). (in Russ.).
  10. Kolchin, A.B. Bobkov Yu.K. *Novyye sredstva i metody diagnostirovaniya avtotraktornykh dvigateley* [New tools and methods for diagnosing automotive engines]. Moscow: Kolos Publ., 1982. 108 p.
  11. Nikitin Ye.A., Stanislavskiy L.B. i t.d. *Diagnostirovaniye dizeley* [Diesel engines diagnostics]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1987. 224 p.
  12. Andriyanov S.M., Bashegurov S.V. Analysis and formation of requirements for crankcase ventilation systems for diesel engines. *Vestnik Sibirskoy gosudarstvennoy avtomobil'no-dorozhnoy akademii*. 2014, pp. 7–14. (in Russ.).
  13. Volkov M.Yu. *Sovershenstvovaniye sistemy ventilyatsii kartera dvukhsilindrovogo dizelya*: avtoref. dis. na soiskaniye uchenoy stepeni kand, tekhn. nauk [Improvement of the crankcase ventilation system of a two-cylinder diesel engine: Abstract to Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Vladimir: VLGU, 2008. 19 p.
  14. Rytvinskiy, T.N. *Issledovaniye vliyaniya ventilyatsii karterov avtomobil'nykh dvigateley vnutrennego sgoraniya*: dis. na soiskaniye uchenoy stepeni kand, tekhn. nauk [Study of the effect of ventilation of crankcases of automobile internal combustion engines: Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Moscow, 1968. 200 p.
  15. Platonov K.Yu., Khmelev R.N. Modeling and analysis of deformations of the cylinder of a diesel single-cylinder engine at the stage of assembly. *Konstruirovaniye, ispol'zovaniye i nadezhnost' mashin sel'skokhozyaystvennogo naznacheniya*. 2017. No 1 (16), pp. 274–278. (in Russ.).
  16. Maliovanov M.V., Khmelev R.N. Development of design calculation methods for reciprocating internal combustion engines. *Modernizatsiya i nauchnyye issledovaniya v transportnom komplekse*. 2012. Vol. 1, pp. 290–293. (in Russ.).
  17. Mamontov M.A. *Osnovy termodinamiki tela premennoy massy* [Fundamentals of thermodynamics of a variable mass body]. Tula: Priokskoye knizhnoye izd. Publ., 1970. 87 p.
  18. Khmelev R.N. *Matematicheskoye i programnoye obespecheniye sistemnogo podkhoda k issledovaniyu i raschetu porshnevnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Mathematical and software support for a systematic approach to the study and calculation of piston internal combustion engines]: monografiya. Tula: Izd-vo TuLGU Publ., 2011. 229 p.
  19. Agureyev I.E., Grunichev A.V., Platonov K.Yu., Pleshanov A.A., Rybakov G.P., Khmelev R.N. Experimental studies of the influence of assembly deformations of a diesel cylinder on its performance. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2020. No 1(43), pp. 2–8. (in Russ.).
  20. I.E. Agureev, K.Yu. Platonov and R.N. Khmelev Computational and Experimental Studies of Deformations of Air-Cooled Diesel Cylinders at Its Assembling. *Lecture Notes in Mechanical Engineering. Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019), Volume II*. 2019, pp. 261–271. (in Russ.).

## MATHEMATICAL MODELING OF THE FUNCTIONING PROCESS OF A SINGLE-CYLINDER AIR-COOLED DIESEL ENGINE TAKING INTO ACCOUNT THE CONSUMPTION OF CRANKCASE GASES

**D.V. Pavlov, K.Yu. Platonov**, DSc in Engineering **R.N. Khmelev**  
Tula State University, Tula, Russia  
aiah@yandex.ru

*At present, the most effective method for studying internal combustion engines (ICE) is mathematical modeling and computational experiment. The use of a computational experiment can significantly reduce material and time costs in the research, design and refinement of the internal combustion engine. At the same time, despite the high level of the applied mathematical models, there are practically no studies aimed at establishing the regularities of the influence of the state of the cylinder-piston group (CPG) on the crankcase gas consumption and other indicators of engine operation at steady-state and transient modes. This article is devoted to solving an urgent problem associated with the development of a theoretical base that provides a comprehensive simulation of steady-state and transient modes of diesel engine operation, taking into account the consumption of crankcase gases. The article presents a mathematical model of a diesel engine based on thermal mechanics, which reflects the main features of the engine as a system that converts energy in 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 for the rates of change in the temperature and density of the working fluid in the cylinder and in the crankcase of the internal combustion engine, the ideal gas equation of state, as well as differential equations for the change in the angular speed and angle of motor shaft rotation. The mathematical model is tested on the example of a small-sized single-cylinder diesel engine 1Ch9,5/8,0 with air cooling. This type of engine is widely used for small-scale mechanization in agriculture, generator sets, etc. The article presents the results of calculations of a number of engine operating modes in comparison with the results of field tests carried out at the test bench.*

**Keywords:** diesel, crankcase gas consumption, mathematical modeling.

**Cite as:** Pavlov D.V., Platonov K.Yu., Khmelev R.N. Mathematical modeling of the functioning process of a single-cylinder air-cooled diesel engine taking into account the consumption of crankcase gases. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2020. No 3 (45), pp. 75–82 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2020-45-3-75-82.