

DOI: 10.21122/2227-1031-2016-15-5-420-426

УДК 621.43.016

## Методика расчетной оценки теплонапряженного состояния головки цилиндра дизельного двигателя с воздушным охлаждением

Канд. техн. наук А. Н. Авраменко<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Институт проблем машиностроения имени А. Н. Подгорного НАН Украины (Харьков, Украина)

© Белорусский национальный технический университет, 2016  
Belarusian National Technical University, 2016

**Реферат.** Повышение уровня форсирования современных дизельных двигателей оказывает влияние на технико-экономические, экологические и ресурсные показатели двигателей внутреннего сгорания. Это, в свою очередь, требует комплексной оценки и совершенствования их характеристик. Как известно, рабочий процесс и тепловая напряженность деталей камеры сгорания связаны между собой. Изменение конструктивных, режимных и регулировочных параметров систем и конструктивных элементов двигателей внутреннего сгорания, обеспечивающих процессы сме-сеообразования и сгорания, оказывает неизбежное влияние на теплонапряженное состояние деталей камеры сгорания. Совместная оценка параметров рабочего цикла и прочностных показателей деталей двигателей внутреннего сгорания позволяет решить целый ряд проблем, возникающих в процессе разработки двигателей новой конструкции и доводки существующих. В статье приведены результаты сравнительной расчетной оценки теплонапряженного состояния головки цилиндра быстроходного дизельного двигателя Д21А (2Ч10,5/12) при работе в режиме номинальной мощности. Для моделирования и уточнения теплонапряженного состояния при описании граничных условий теплопроводности решались сопряженные задачи «газ – стенка»: одна – для камеры сгорания дизеля (внутренняя задача) – моделирование рабочего цикла дизеля, другая – для ребер охлаждения при их обдуве потоком воздуха (внешняя задача). Вычисления производили в трехмерной нестационарной постановке в декартовых координатах. Для моделирования рабочего цикла дизельного двигателя использовали расчетную сетку, описывающую конфигурацию камеры сгорания, впускных и выпускных каналов. Решение внешней задачи для поверхности ребер охлаждения при их обдуве потоком воздуха позволило уточнить температуры и коэффициенты теплоотдачи и тем самым в дальнейшем повысить точность расчетной оценки уровня температур и напряжений головки цилиндра.

**Ключевые слова:** головка цилиндра, граничные условия, теплонапряженное состояние, рабочий цикл, дизель

**Для цитирования:** Авраменко, А. Н. Методика расчетной оценки теплонапряженного состояния головки цилиндра дизельного двигателя с воздушным охлаждением / А. Н. Авраменко // *Наука и техника*. 2016. Т. 15, № 5. С. 420–426

## Methodology for Estimation of Heat-Stressed State for Cylinder Head of Diesel Engine with Air Cooling

A. N. Avramenko<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine (Kharkov, Ukraine)

**Abstract.** Performance tuning improvement of modern diesel engines exerts an influence on technical and economic, ecological and resource indices of an internal combustion engine (ICE). In its turn, that requires a complex estimation and improvement of engine indices. As is known, working process and thermal intensity of combustion chamber parts are interconnected between themselves. Changes in design, operating and adjustment parameters of systems and structural elements of internal combustion engines that enable air-fuel mixing and combustions processes have necessary impact on heat-

---

### Адрес для переписки

Авраменко Андрей Николаевич  
Институт проблем машиностроения  
имени А. Н. Подгорного НАН Украины  
ул. Д. Пожарского, 2/10,  
61000, г. Харьков, Украина  
Тел.: +380 57 394-47-54  
an0100@yandex.ru

### Address for correspondence

Avramenko Andrey N.  
Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems  
of the National Academy of Sciences of Ukraine  
2/10, D. Pozharskogo str.,  
61000, Kharkov, Ukraine  
Tel.: +380 57 394-47-54  
an0100@yandex.ru

stressed state of combustion chamber parts. Joint estimation of operating cycle parameters and strength indices of ICE parts makes it possible to solve a number of problems originating in the process of designing new engine models and further development of the existing ones. The paper provides results of comparative estimation on heat-stressed state of a cylinder head for a high-speed diesel engine Д21А (2Ч10,5/12) while operating a rated power mode. In order to simulate and specify a heat-stressed state for description of boundary heat conductivity conditions the following adjoint “gas – wall” problems have been solved: the first one – for combustion chamber of a diesel engine (an internal problem) – simulation of a working cycle for a diesel engine; the second one – for cooling edges while blowing over them by air flow (an external problem). Calculations have been made in three-dimensional non-stationary presentation within the Cartesian coordinates. In order to simulate a working cycle of the diesel engine a computational grid describing combustion chamber configuration, inlet and outlet channels has been used in the paper. Solution of the external problem for cooling edge surface in case of blowing over them by air flow has permitted to specify temperatures and heat-transfer coefficient and later to improve an accuracy while estimating level of temperatures and stresses of the cylinder head.

**Keywords:** cylinder head, boundary conditions, heat-stressed state, working cycle, diesel engine

**For citation:** Avramenko A. N. (2016) Methodology for Estimation of Heat-Stressed State for Cylinder Head of Diesel Engine with Air Cooling. *Science & Technique*. 15 (5), 420–426 (in Russian)

## Введение

Рабочий процесс и теплонапряженность деталей камеры сгорания (КС) двигателя внутреннего сгорания (ДВС), как известно, связаны между собой. Изменение конструктивных, режимных и регулировочных параметров систем и конструктивных элементов ДВС, обеспечивающих процессы смесеобразования и сгорания, оказывает неизбежное влияние на теплонапряженное состояние (ТНС) деталей КС. Решение сопряженных задач «газ – стенка» и соответственно совместная оценка параметров рабочего цикла и прочностных показателей деталей ДВС позволяют справиться с целым рядом проблем, возникающих в процессе разработки двигателей новой конструкции и доводки существующих.

## Анализ публикаций

При моделировании ТНС деталей КС всегда возникают сложности с выбором схемы задания граничных условий задачи теплопроводности на теплообменной поверхности исследуемых деталей, выбором закона изменения граничных условий при исследовании нестационарных режимов, а также с выбором самих значений граничных условий задачи теплопроводности [1, 2]. Обычно при моделировании ТНС деталей КС исследователи пользуются неполными экспериментальными данными о тепловом и деформированном состояниях деталей КС. Это обусловлено ограниченными возможностями, связанными с особенностями конструкции ДВС и несовершенством измерительной аппаратуры. Такие особенности сказыва-

ются на точности выбора схемы задания граничных условий, закона их изменения и значения самих граничных условий теплообмена.

Развитие программных комплексов позволяет с определенной степенью достоверности моделировать процессы смесеобразования и сгорания в цилиндре поршневого ДВС, о чем свидетельствуют зарубежные публикации [3, 4]. Численное моделирование процессов рабочего цикла дает возможность оценить влияние конструктивных и режимных факторов на показатели рабочего цикла и сократить время доводки двигателя [5, 6].

В статье автором предложен подход, в соответствии с которым решается сопряженная задача: расчет рабочего цикла дизеля с последующим получением распределения граничных условий задачи теплопроводности по теплообменной поверхности деталей КС, характером их изменения и значениями граничных условий. Впоследствии эти данные используются при описании граничных условий для моделирования ТНС деталей КС на исследуемом режиме работы дизеля.

## Цель и постановка задачи

Цель работы – сравнительная расчетная оценка ТНС головки цилиндра быстроходного дизеля при работе в номинальном режиме с использованием предложенной методики описания граничных условий задачи теплопроводности на теплообменной поверхности ребер охлаждения головки с воздушным охлаждением путем решения внешней задачи «газ – стенка». В работе ставились задачи:

- описать начальные и граничные условия, выполнить расчет рабочего цикла дизеля;
- разработать конечно-элементную сетку, описывающую конфигурацию головки цилиндра;
- используя результаты расчета параметров рабочего цикла и результаты, полученные при решении внешней задачи (обдув головки потоком охлаждающего воздуха), выполнить сравнительный расчет (ТНС) головки цилиндра;
- сравнить результаты расчетов температурного поля головки цилиндра без решения и с решением внешней задачи, а также с результатами термометрирования;
- сделать выводы и рекомендации.

**Основные этапы и результаты исследования**

Базовый двигатель – быстроходный тракторный дизель 2Ч10,5/12 семейства Д21. Для численного моделирования рабочего цикла использовали ранее разработанные геометрию и расчетную сетку КС [7]. Краткая техническая характеристика дизеля представлена в табл. 1.

Таблица 1

Техническая характеристика дизеля	
Двигатель	Д21А
Отношение S/D, мм	120/105
Степень сжатия	16,5
Номинальная мощность $N_e$ , кВт	18,4
Частота вращения, соответствующая номинальной мощности $n$ , мин <sup>-1</sup>	1800
Тип камеры сгорания – полусферическая в поршне	
Давление начала впрыска, МПа	17
Количество сопловых отверстий распылителя, шт.	3
Диаметр сопловых отверстий, мм	0,3
Угол опережения впрыска топлива до ВМТ, град. п.к.в.	14
Продолжительность впрыска, град. п.к.в.	20

Расчет процесса наполнения выполняли с учетом наличия остаточных газов в КС и впускном канале. В качестве начальных условий задавались: давление, температура, массо-

вая фракция остаточных газов в КС, а также скорости потока. Граничными условиями были давление и температура воздуха на впуске, параметры топливоподачи, перемещение поршня, впускного клапана.

Для описания процесса теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра в программном комплексе используется модель полной энергии (Total Energy), которая позволяет достаточно точно моделировать процесс теплообмена для сжимаемых жидкостей и газов и учитывать эффект нагрева рабочего тела в пограничном слое при движении потока с большими скоростями. Для моделирования процесса горения в цилиндре дизеля в программном комплексе применяются:

- модель разложения вихря (Eddy Dissipation) [8];
- модель пламен (Flamelet Model) [9];
- модель, описывающая скорости химических реакций в пламени (Finite Rate Chemistry);
- объединенная модель (Combined Model);
- модель горения углеводородных топлив (Hydrocarbon Fuel Model).

Расчетное распределение скорости свежего заряда в процессе наполнения представлено на рис. 1.

Максимальная скорость зарегистрирована в области клапанной щели и достигает 300 м/с. Результаты расчета сравнивались с экспериментальными данными, полученными методом электротермоанемометрирования при работе дизеля в этом же режиме [9]. Далее выполняли расчеты процесса сжатия свежего заряда и впрыска топлива.

Распределение температуры в цилиндре в меридиональном сечении КС, лежащем вдоль оси поршневого пальца, представлено на рис. 1б. Максимальная расчетная температура в исследуемом режиме достигает 2400 К, а максимальное давление сгорания – 8 МПа [6].

В дальнейшем выполнили расчет теплонапряженного состояния головки цилиндра. Для этого разработали геометрическую и конечно-элементную сетки, описывающие конфигурацию головки цилиндра. Конечно-элементная сетка насчитывает 153546 конечных элементов и 446479 узловых точек (рис. 2).

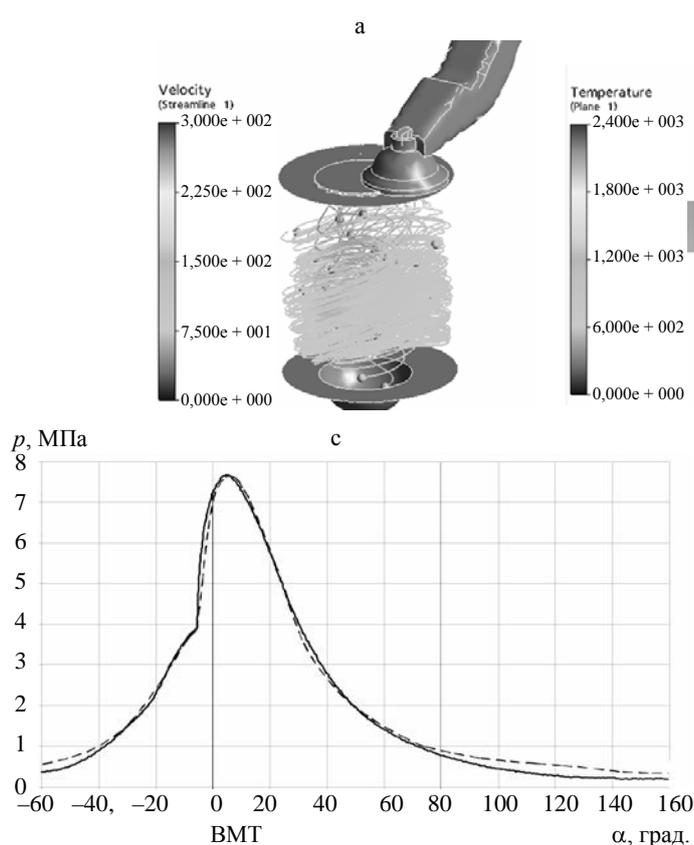


Рис. 1. Результаты моделирования рабочего цикла дизеля (режим  $N_e = 18,4$  кВт,  $n = 1800$  мин $^{-1}$ ): а – распределение скорости свежего заряда (м/с) по радиусу цилиндра; б – то же температуры (К) в выбранном сечении камеры сгорания; в – сравнение расчетной и экспериментальной [7] индикаторных диаграмм; — — — — эксперимент; - - - - - расчет

Fig. 1. Results of working cycle simulation for diesel engine (mode  $N_e = 18.4$  kW,  $n = 1800$  min $^{-1}$ ): a – distribution of fresh charge speed (m/s) along cylinder radius; b – distribution of temperature (K) in selected cross-section of combustion chamber; c – comparison of calculating and experimental [7] indicator diagrams; — — — — experiment; - - - - - calculation

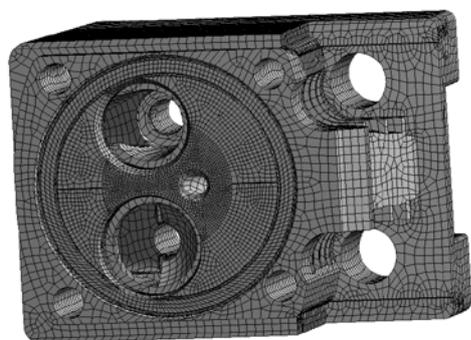


Рис. 2. Конечно-элементная сетка

Fig. 2. Finite-element grid

Для расчета ТНС головки цилиндра использовали граничные условия, полученные из результатов расчета рабочего цикла (температуры и коэффициенты теплоотдачи, а также давления в цилиндре). Рассматриваемая методика решения сопряженной задачи «газ – стенка» позволяет учитывать неравномерность распределения температуры газов в цилиндре дизеля и тем самым более корректно описывать и моделировать ТНС огневого днища головки цилиндра. При описании граничных условий задачи теплопроводности на поверхностях ребер охлаждения изначально ко-

эффициенты теплоотдачи и температура газа задавались с учетом существующих рекомендаций. В дальнейшем решали внешнюю задачу – обтекание головки цилиндра потоком охлаждающего воздуха с последующим уточнением граничных условий задачи теплопроводности для поверхностей ребер охлаждения.

Ранее проводили моторный эксперимент по определению теплового состояния головки цилиндра и поршня дизеля Д21А в исследуемом режиме [10]. Температурное поле огневого днища головки цилиндра представлено на рис. 3. Результаты расчета теплового состояния головки цилиндра сравнивались с данными термометрирования в контрольных точках (значения температур в контрольных точках обведены рамкой – рис. 3).

Максимальная температура огневого днища ( $210$  °С) была зарегистрирована в области перемычки между отверстиями под седла клапанов (рис. 3а). На периферийных участках огневого днища температура достигала  $160$  °С. Погрешность в определении температурного поля головки цилиндра по сравнению с экспериментальным – менее 3 %.

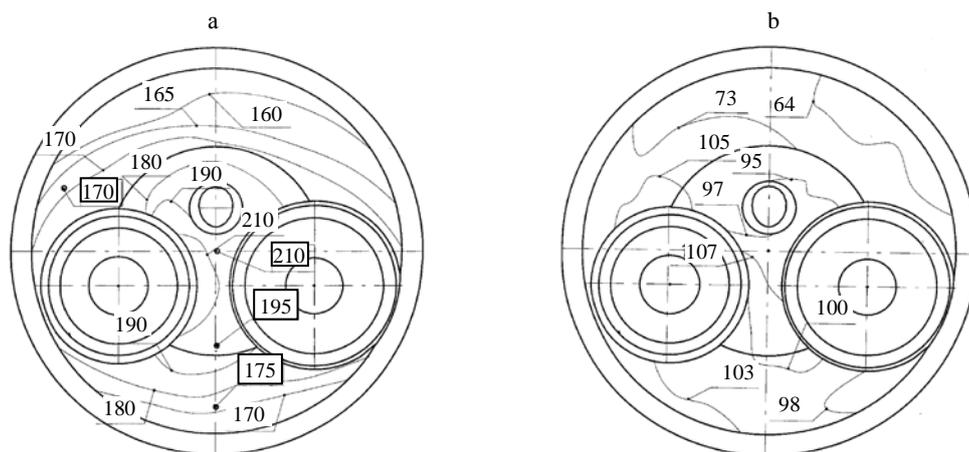


Рис. 3. Результаты расчета теплонапряженного состояния головки цилиндра (режим  $N_e = 18,4$  кВт,  $n = 1800$  мин<sup>-1</sup>) для: а – полей температур, °С; б – интенсивностей напряжений, МПа

Fig. 3. Results of calculations for heat-stressed state of cylinder head (mode  $N_e = 18.4$  kW,  $n = 1800$  min<sup>-1</sup>) for: а – fields temperatures, °C; б – stress intensities, MPa

В дальнейшем выполняли расчет напряженного состояния головки цилиндра. Для задания схемы закрепления использовали рекомендации [7].

Максимальные расчетные значения интенсивностей напряжений (107 МПа) были зарегистрированы в области перемычки между отверстиями под седла клапанов (рис. 3б). В области отверстия под форсунку интенсивности напряжений достигали 95 МПа, а на периферийных участках – 60–70 МПа.

Результаты решения внешней задачи – обтекание головки цилиндра потоком охлаждающего воздуха – представлены на рис. 4. Максимальная скорость потока охлаждающего возду-

ха достигала 75 м/с в проточной полости охлаждения, расположенной в центральной части головки цилиндра (рис. 4а). Вблизи внешних ребер охлаждения скорость потока изменялась от 5 до 30 м/с. Охлаждающий воздух нагревался до температуры 80 °С в центральной части проточной полости (рис. 4б).

Температурное поле огневого днища головки цилиндра для расчетного варианта с учетом корректировки граничных условий задачи теплопроводности для ребер охлаждения представлено на рис. 5. Максимальная температура огневого днища была зарегистрирована в области перемычки между отверстиями под седла клапанов и достигала 212 °С (рис. 5а).

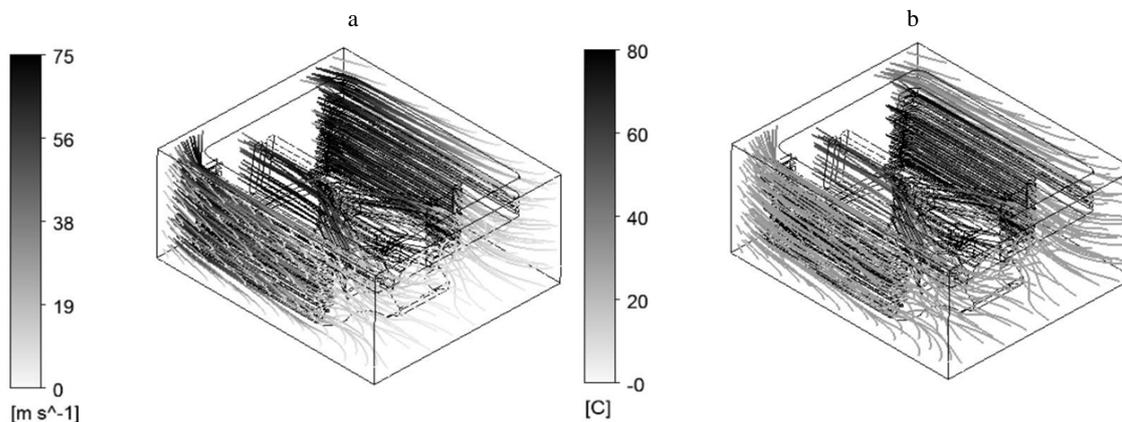


Рис. 4. Результаты численного моделирования процесса обдува головки цилиндра охлаждающим воздухом (внешняя задача): а, б – распределение скорости потока и температуры охлаждающего воздуха соответственно

Fig. 4. Results of numerical simulation for blowing-over process of cylinder head by cooling air (external problem): а, б – distribution of flow rate and temperature of cooling air, respectively

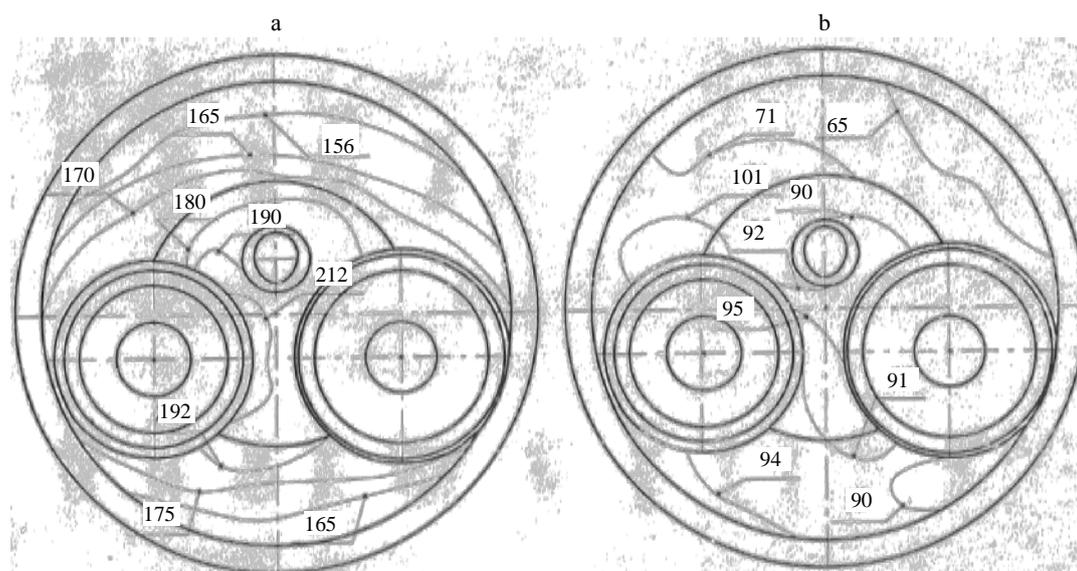


Рис. 5. Результаты расчета теплонапряженного состояния головки цилиндра с учетом корректировки граничных условий задачи теплопроводности (режим  $N_e = 18,4$  кВт,  $n = 1800$  мин $^{-1}$ ) для:  
а – полей температур, °С; б – интенсивностей напряжений, МПа

Fig. 5. Results of calculations for heat-stressed state of cylinder head with due account of boundary conditions for heat conduction problem (mode  $N_e = 18.4$  kW,  $n = 1800$  min $^{-1}$ ):  
а – temperature fields, °С; б – stress intensities, МПа

На периферийных участках огневого днища температура достигала 160 °С. После корректировки граничных условий изменилось температурное поле по высоте головки цилиндра, что, в свою очередь, оказало влияние на уровень напряжений по высоте головки цилиндра и огневого днища. Максимальные расчетные значения интенсивностей напряжений (95 МПа) были зарегистрированы в области перемычки между отверстиями под седла клапанов (рис. 5b). В области отверстия под форсунку интенсивности напряжений достигали 92 МПа, а на периферийных участках – 60–65 МПа.

Из результатов, представленных на рисунках, видно, что решение внешней задачи «газ – стенка» для головки цилиндра дизеля с воздушным охлаждением позволило более корректно описывать граничные условия задачи теплопроводности при расчетной оценке ТНС головки и тем самым повысить точность результатов численного моделирования.

#### ВЫВОД

По результатам проведенного исследования можно отметить следующее:

- решение сопряженной задачи «газ – стенка» для камеры сгорания дизеля позволило более корректно описать граничные условия задачи теплопроводности и тем самым повысить точность результатов моделирования теплового состояния огневого днища головки цилиндра;
- решение сопряженной задачи «газ – стенка» для поверхностей головки цилиндра, принудительно охлаждаемых воздухом, позволило уточнить граничные условия и получить более точные результаты о тепловом состоянии головки цилиндра по ее высоте, что положительно сказалось на результатах моделирования напряженного состояния головки цилиндра.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Розенблит, Г. Б. Теплопередача в дизелях / Г. Б. Розенблит. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.
2. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Ф. И. Абрамчук [и др.]; под общ. ред. А. Ф. Шеховцова. Киев: Техника, 1992. 272 с.
3. Dahlén, L. CFD Studies of Combustion and In-Cylinder Soot Trends in a DI Diesel Engine – Comparison to Direct Photography Studies / L. Dahlén, A. Larsson // SAE Technical Paper 2000-01-1889. 2000.

4. Epping, K. The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions / K. Epping, S. Aceves, R. Bechtold // SAE Technical Paper 2002-01-1923, 2002.
  5. Ranjbar, A. A. Computational Study of the Effect of Different Injection Angle on Heavy Duty Diesel Engine / A. A. Ranjbar, K. Sedighi, M. Farhadi // Thermal Science. 2009. Vol. 13, No 3. P. 9–21.
  6. Абрамчук, Ф. И. Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС / Ф. И. Абрамчук, А. Н. Авраменко // Двигатели внутреннего сгорания. 2010. № 2. С. 7–12.
  7. Эфрос, В. В. Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода / В. В. Эфрос. М.: Машиностроение, 1976. 277 с.
  8. Magnussen, B. F. The Eddy Dissipation Concept for Turbulent Combustion Modelling. Its Physical and Practical Implications, Presented at the First Topic Oriented Technical Meeting, International Flame Research Foundation, Ijmuiden / B. F. Magnussen // The Netherlands, Oct. 1989.
  9. Peters, N. Turbulent Combustion / N. Peters. Cambridge: Cambridge University Press, 2000. 322 p.
  10. Авраменко, А. Н. Оценка экономических, экологических и прочностных показателей быстроходного дизеля / А. Н. Авраменко // Вестник НТУ «ХПИ». 2009. № 47. С. 127–132.
- Поступила 06.09.2015  
 Подписана в печать 20.04.2016  
 Опубликовано онлайн 26.09.2016
- REFERENCES
1. Rozenblit G. B. (1977) *Heat Transfer in Diesel Engines*. Moscow, Mashinostroyeniye. 216 (in Russian).
  2. Abramchuk F. I., Marchenko A. P., Razleitsev N. F., Tretiak E. I., Shekhovtsov A. F., Shokotov N. K. (1992) *Modern Diesel Engines: Improvement of Fuel Efficiency and Long-Term Strength*. Kyiv, Tekhnika. 272 (in Russian).
  3. Dahlén L., Larsson A. (2000) CFD Studies of Combustion and In-Cylinder Soot Trends in a DI Diesel Engine – Comparison to Direct Photography Studies. *SAE Technical Paper* 2000-01-1889. DOI: 10.4271/2000-01-1889.
  4. Epping K., Aceves S., Bechtold R. (2002) The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions. *SAE Technical Paper* 2002-01-1923. DOI: 10.4271/2002-01-1923.
  5. Ranjbar A. A., Sedighi K., Farhadi M. (2009) Computational Study of the Effect of Different Injection Angle on Heavy Duty Diesel Engine. *Thermal Science*, 13 (3), 9–21. DOI: 10.2298/TSCI0903009R.
  6. Abranchuk F. I., Avramenko A. N. (2010) Software Package for Simulation of Intracylinder Process in Internal Combustion Engine. *Dvigateli Vnutrennego Sgoraniia* [Internal Combustion Engines], (2), 7–12 (in Russian).
  7. Efros V. V. (1976) *Diesel Engines with Air Cooling Manufactured at the Vladimirsky Tractor Plant*. Moscow, Mashinostroyeniye. 277 (in Russian).
  8. Magnussen B. F. (1989) *The Eddy Dissipation Concept for Turbulent Combustion Modelling. Its Physical and Practical Implications*. Presented at the First Topic Oriented Technical Meeting, International Flame Research Foundation, Ijmuiden. Norway, Trondheim, Norwegian Institute of Technology, Report N-7034.
  9. Peters N. (2000) *Turbulent Combustion*. Cambridge University Press. 322.
  10. Avramenko A. N. (2009) Evaluation of Economic, Ecological and Strength Indices in High-Speed Diesel Engines. *Vestnik Natsionalnogo Tekhnicheskogo Universiteta "Kharkovskii Politekhnikeskii Institut"* [Bulletin of National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"], (47), 127–132 (in Russian).
- Received: 06.09.2015  
 Accepted: 20.04.2016  
 Published online: 26.09.2016