

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СОПРЯЖЕННОГО ТЕПЛОМАССОБМЕНА В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

*Л.Л. Мягков, к.т.н., доцент кафедры, В.М. Сивачев, аспирант, Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана*

Форсирование среднеоборотных дизелей посредством повышения давления наддува приводит к росту теплонапряженности крышек и втулок цилиндров. Это может стать причиной образования термоусталостных трещин в этих деталях, а также причиной задира поршня вследствие высоких температур зеркала цилиндра. Нормализация теплового состояния деталей дизеля может быть достигнута интенсификацией теплообмена в полостях охлаждения за счет пузырькового кипения жидкости. В настоящей работе выполнено моделирование сопряженного теплообмена в системе охлаждения среднеоборотного дизеля нового поколения 12ЧН26,5/31 (Д500) при допущении об отсутствии кипения жидкости. Расчетные исследования показали, что температура жидкости в отдельных зонах полостей охлаждения крышек и втулок цилиндров дизеля достигает температуры насыщения, следовательно, учет процесса кипения в расчете приведет к снижению полученных максимальных температур деталей.

**Введение.** В настоящее время повышение мощности современных среднеоборотных дизелей реализуется за счет форсирования по среднему эффективному давлению. Интенсификация рабочего процесса приводит к росту тепловой напряженности деталей двигателя, образующих камеру сгорания, в том числе втулок и крышек цилиндров. Следствием роста тепловой напряженности могут стать термоусталостные трещины в данных деталях, а также задиры поршня из-за разрушения масляной пленки на зеркале цилиндра. Описанные виды отказов имели место в практике ОАО «Коломенский завод» при доводке и эксплуатации семейства среднеоборотных дизелей типа ЧН26/26 (Д49). Проблема актуальна и для дизелей нового поколения типа ЧН26,5/31 (Д500), так как стремление повысить мощностные, экономические и экологические показатели заставляет производителя постоянно повышать параметры рабочего процесса. На рис. 1 представлен общий вид дизеля 12ЧН26,5/31, предназначенного для различного применения: в тепло-



возах, на судах и аварийных источниках питания атомных электростанций [1].

Решение данной проблемы возможно реализовать путем воздействия на интенсивность теплообмена в полостях охлаждения. Наиболее эффективным способом локального охлаждения можно считать процесс пузырькового кипения с недогревом, так как, во-первых, интенсивность охлаждения в режиме поверхностного кипения значительно выше, чем при вынужденной конвекции, а во-вторых, коэффициент теплоотдачи при кипении напрямую зависит от тепловой нагрузки, следовательно, в зонах с высокими тепловыми потоками интенсивность охлаждения автоматически будет высокой [2]. Таким образом, для обеспечения ресурса перспективных среднеоборотных дизелей представляется возможным интенсифицировать теплоотвод в наиболее те-

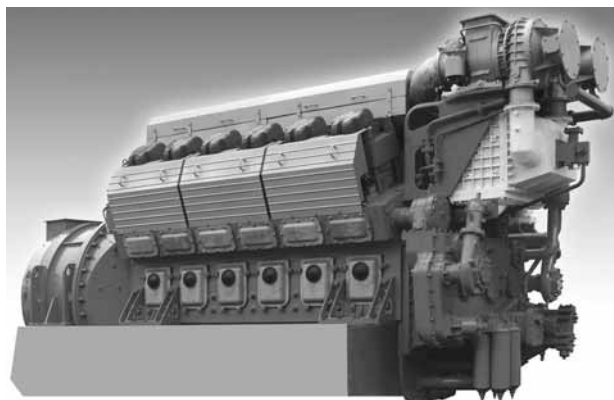


Рис. 1. Среднеоборотный дизель 12ЧН26,5/31 (Д500)

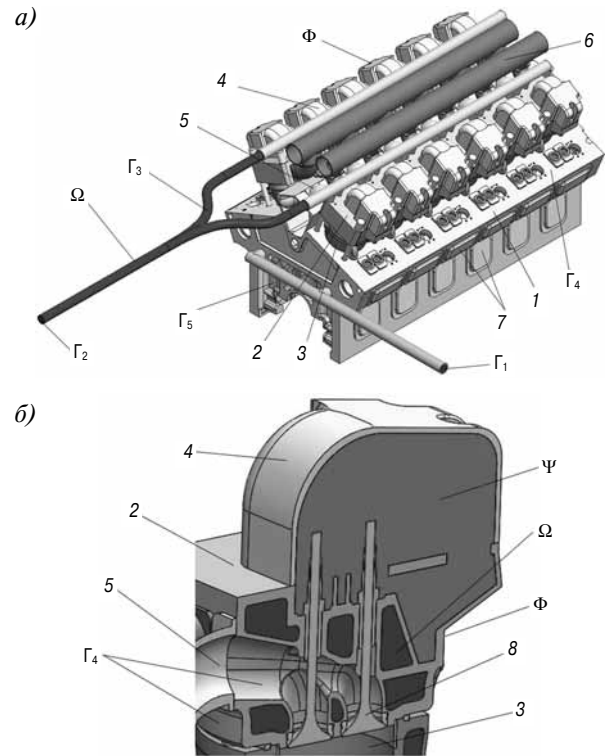
плонaгpуженных зонах деталей дизеля, применяя процесс пузырькового кипения жидкости.

В настоящее время для решения задач, связанных с течениями жидкости в полостях охлаждения двигателей внутреннего сгорания используются методы вычислительной гидродинамики (CFD-методы) [3]. При этом решается сопряженная задача теплообмена, когда к системе уравнений, описывающих температурное поле в потоке жидкости, присоединяется уравнение теплопроводности, описывающее температурное поле в твердом теле, а на границе жидкость–стенка задаются условия сопряжения этих полей [4]. Для моделирования процесса кипения жидкости на стенках проточной части используются специальные зависимости для плотности теплового потока на стенке — модели кипения. Наиболее распространенной применительно к системам охлаждения двигателей является модель Дж. Чена [5]. Обзор литературы показывает, что более точные результаты, по-видимому, дают модификации модели Дж. Чена, учитывающие влияние недогрева жидкости на подавление пузырькового кипения [6, 7]. Имплементация модели кипения в CFD-код может быть реализована с помощью источникового члена в уравнении энергии, который записывается для пристеночных ячеек в жидкости и в твердом теле.

В настоящей работе представлен первый этап расчетного исследования сопряженного тепло-массообмена в системе охлаждения среднеоборотного дизеля 12ЧН26,5/31, а именно при допущении что отсутствуют фазовые переходы жидкости.

**Постановка задачи расчета.** На рис. 2 изображена расчетная область, которая состоит из подобласти  $\Phi$ , занятой деталями двигателя, подобласти  $\Omega$ , занятой охлаждающей жидкостью, и воздушных полостей  $\Psi$ . Для того чтобы учесть неравномерность охлаждения деталей по цилиндрам, расчетная область выбрана таким образом, что включает в себя все 12 цилиндровых комплектов, установленных в блок-картер (рис. 2, поз. 1) двигателя. Помимо крышек (поз. 2) и втулок цилиндров (поз. 3) в сборе, в расчетную область были также включены кожухи клапанного механизма (поз. 4), впускные (поз. 5) и выпускные коллекторы (поз. 6), крышки-заглушки (поз. 7). Движущиеся детали — поршни, шатуны, коленчатый вал, детали клапанного механизма, распределительные валы — не рассматриваются. Исключение составляют впускные и выпускные клапана (поз. 8), так как подвод тепла через фаски клапанов существенно влияет на тепловое состояние крышек цилиндров.

Конвекция воздуха в кожухах клапанного механизма (подобласть  $\Psi$ ), моделируется с помощью методики [8], позволяющей рассматри-



**Рис. 2. Расчетная область (а), фрагмент расчетной области (б) и граничные условия:**

1 — блок цилиндров; 2 — крышка цилиндра; 3 — втулка цилиндра; 4 — кожух клапанного механизма; 5 — впускной коллектор; 6 — выпускной коллектор; 7 — крышки-заглушки; 8 — клапана;  $\Omega$  — область, занятая охлаждающей жидкостью;  $\Phi$  — область, занятая деталями двигателя;  $\Psi$  — воздушная полость;  $\Gamma_1$  — входное граничное условие;  $\Gamma_2$  — выходное граничное условие;  $\Gamma_3$  — граница раздела жидкость–стенка;  $\Gamma_4$  — граничные условия третьего рода;  $\Gamma_5$  — адиабатические граничные условия

вать моделирование естественной конвекции как теплопроводность. Эквивалентный коэффициент теплопроводности воздуха для данных условий составил 0,49 Вт/(м·К).

В системе охлаждения дизеля Д500 жидкостью является вода. Ее расход составляет 130 м<sup>3</sup>/ч, давление в расширительном бачке поддерживается приблизительно 2,5 бар, температура жидкости на входе равна 85 °С.

Для подобласти  $\Omega$  граничные условия задаются на поверхностях  $\Gamma_1$  (входное граничное условие),  $\Gamma_2$  (выходное граничное условие) и  $\Gamma_3$  (граница раздела жидкость–стенка). При этом для поверхности  $\Gamma_3$  не вводятся тепловые граничные условия, так как при решении сопряженной задачи они реализуются автоматически в процессе создания дискретных аналогов.

Для подобласти  $\Phi$  задается два типа граничных условий: граничные условия третьего рода ( $\Gamma_4$ ) и адиабатические граничные условия ( $\Gamma_5$ ). Граничные условия  $\Gamma_4$  определяются на поверхностях огневого днища крышек цилиндров, впускных

и выпускных каналов; поверхностях клапанов, омываемых газами, и со стороны камеры сгорания; на поверхностях зеркала цилиндра, впускного ресивера и выпускных коллекторов; наружных поверхностях деталей. Граничные условия  $\Gamma_5$  задаются на внутренних поверхностях блока цилиндров и крышек-заглушек.

Граничные условия определяются с помощью программных комплексов «Дизель-РК» [9] и ICE [10, 11], разработанных на кафедре Э2 «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. При этом изменение коэффициента теплоотдачи по радиусу цилиндра получено с помощью специальной функции распределения [12]. Граничные условия третьего рода для наружных поверхностей деталей приняты из соображений консервативности.

Для сопряжения клапан–седло принято допущение об идеальном контакте, так как в случае полномасштабной модели дизеля итерационная процедура согласования температурных полей данных деталей становится слишком трудоемкой, а допущение об идеальном контакте, кроме того, что не требует проведения итерационного расчета, является еще и более консервативным подходом [13].

Коэффициенты термического сопротивления контакта между деталями получены по экспериментальным данным для дизелей данного типа [14].

**Компьютерная модель.** Компьютерная модель состоит из математической модели, сеточной модели и реализации математической модели, которая состоит из допущений, уравнений и граничных условий. Реализация математической модели представляет собой метод дискретизации уравнений и алгоритм решения полученной системы линейных алгебраических уравнений.

Основные допущения математической модели: жидкость считается вязкой, ньютоновской и несжимаемой средой; течение жидкости стационарное и турбулентное; теплофизические свойства воды являются функциями температуры и рассчитываются с помощью стандарта IAPWS-97 [16]; свойства материалов деталей также являются функциями температуры [17].

Основные уравнения математической модели:  
— уравнение неразрывности:

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0; \quad (1)$$

— уравнение движения:

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \rho \mathbf{g} - \nabla \cdot (\mathbf{p} \mathbf{I}) + \nabla \cdot \mathbf{T}; \quad (2)$$

— уравнение энергии:

$$\nabla \cdot (\rho H \mathbf{u}) = \quad (3)$$

$= \nabla \cdot (\mathbf{u} \cdot \mathbf{T}) + ((\mu/Pr + \mu_t/Pr_t) \nabla h) + \rho \mathbf{g} \cdot \mathbf{u} + S_E$ ,  
где  $\nabla$  — оператор Гамильтона;  $\mathbf{u}$  — вектор скорости;  $\mathbf{g}$  — вектор ускорения свободного падения;  $p$  — давление;  $\mu$  — турбулентная вязкость;  $\mathbf{I}$  —

единичная матрица;  $H = h + |\mathbf{u}|^2/2$  — полная энтальпия;  $h$  — энтальпия;  $S_E$  — источниковый член уравнения энергии;  $Pr_t$  — турбулентное число Прандтля.

Тензор касательных напряжений:

$$\mathbf{T} = (\mu + \mu_t)(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - 2/3(\mu + \mu_t)(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I}. \quad (4)$$

Уравнение энергии решается во всей расчетной области (подобласти  $\Omega$ ,  $\Phi$  и  $\Psi$ ).

Для описания процессов турбулентного переноса используется  $k$ - $\omega$  Shear Stress Transport (SST) модель Ментера [15], использующая пристеночные функции.

Уравнения связи представляют собой зависимости теплофизических свойств жидкости и материалов деталей от температуры.

Для замыкания системы дифференциальных уравнений записываются граничные условия. На поверхности  $\Gamma_1$  задан расход  $Q_{in}$  и температура жидкости  $T_{in}$ :

$$\int_{S_{\Gamma_1}} (\rho \mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) dS = Q_{in}; \quad (5)$$

$$T|_{\Gamma_1} = T_{in}, \quad (6)$$

где  $\mathbf{n}$  — нормаль к поверхности.

На поверхности  $\Gamma_2$  задано нулевое изменение скорости в направлении выхода:

$$(\nabla u \cdot \mathbf{n})|_{\Gamma_2} = 0; \quad (7)$$

$$(\nabla v \cdot \mathbf{n})|_{\Gamma_2} = 0; \quad (8)$$

$$(\nabla w \cdot \mathbf{n})|_{\Gamma_2} = 0, \quad (9)$$

где  $u, v, w$  — проекции вектора скорости на оси  $x, y, z$  соответственно.

На поверхности  $\Gamma_3$  задано условие прилипания:

$$\mathbf{u}|_{\Gamma_3} = 0. \quad (10)$$

Граничные условия на поверхностях  $\Gamma_4$  (табл. 1) и  $\Gamma_5$  записываются следующим образом:

$$-(\lambda_T \nabla T_T \cdot \mathbf{n})|_{\Gamma_4} = \alpha(T_w - T_{cp}); \quad (11)$$

$$(\lambda_T \nabla T_T \cdot \mathbf{n})|_{\Gamma_5} = 0, \quad (12)$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи;  $T_w$  — температура стенки;  $T_{cp}$  — температура окружающей среды; индекс « $T$ » означает, что параметр относится к твердому телу.

Моделирование контактных пар проводится путем задания соответствующих коэффициентов термического сопротивления контакта РК (табл. 2).

Сеточная модель состоит из полиэдрических гексагональных ячеек и насчитывает более 120 млн ячеек. Вблизи стенок в подобласти  $\Omega$  имеется призматический пограничный слой, насчитывающий две ячейки по толщине.

Таблица 1

**Граничные условия**

Поверхность теплообмена	$\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$T_{cp}$ , °С
Огневое днище крышки цилиндра	См. рис. 3	723
Зеркало цилиндра	См. рис. 3	См. рис. 3
Впускной канал	333	78
Выпускной канал	904	641
Впускной ресивер	234	78
Выпускные коллекторы	212	641
Наружные поверхности	30	40

Таблица 2

**Коэффициенты термического сопротивления контакта**

Контактные пары	$R_k \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> К/Вт
Клапан–седло клапана	0
Седло клапана–крышка цилиндра	108,7
Направляющая втулка клапана–крышка цилиндра	108,7
Направляющая втулка–клапан	1250
Остальные контактные пары	0

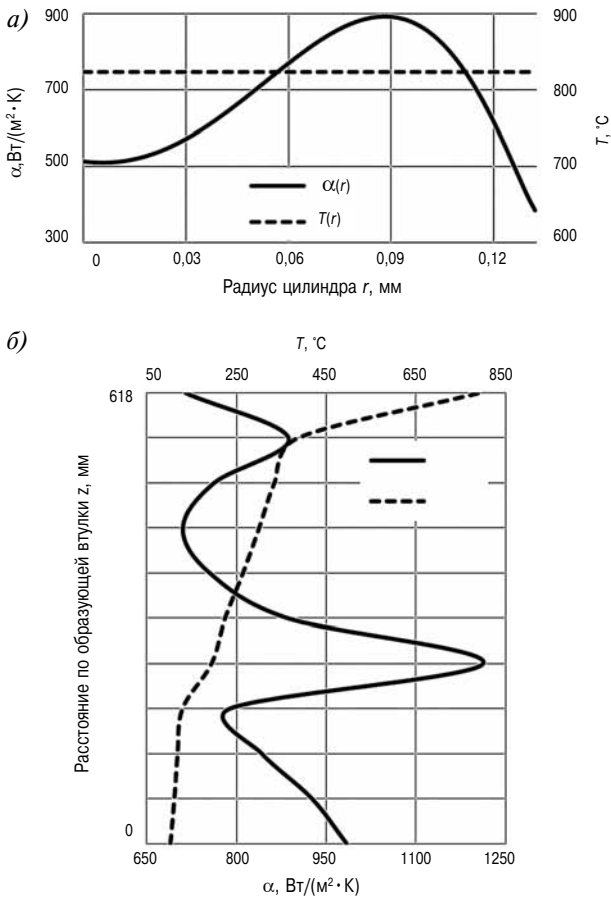


Рис. 3. Граничные условия для огневого днища крышки цилиндра (а) и зеркала цилиндра (б)

Дискретизация уравнений сохранения реализуется с помощью метода контрольного объема [18]. Затем полученная система алгебраических

уравнений решается с помощью специализированного метода [19].

Численное моделирование проводилось с помощью программного комплекса STAR-CCM+.

**Расчетные исследования.** С помощью разработанной компьютерной модели проведены расчетные исследования сопряженного теплообмена в системе охлаждения дизеля 12ЧН26,5/31. Численное моделирование осуществлялось для режима максимальной мощности при частоте вращения 1000 об/мин,  $p_{me} = 27$  бар и  $p_z = 200$  бар.

В результате выполненных расчетов получены трехмерные распределения скоростей, давления и температур жидкости в полостях охлаждения, а также распределение температуры в деталях. На рис. 4 представлены распределения скорости и температуры жидкости в проточной части. На рис. 5 представлены температурные поля деталей цилиндрического комплекта, наиболее удаленного от входа жидкости в систему охлаждения.

Вследствие коллекторного эффекта расход жидкости в полостях охлаждения цилиндров неодинаковый. Максимальная разница расходов

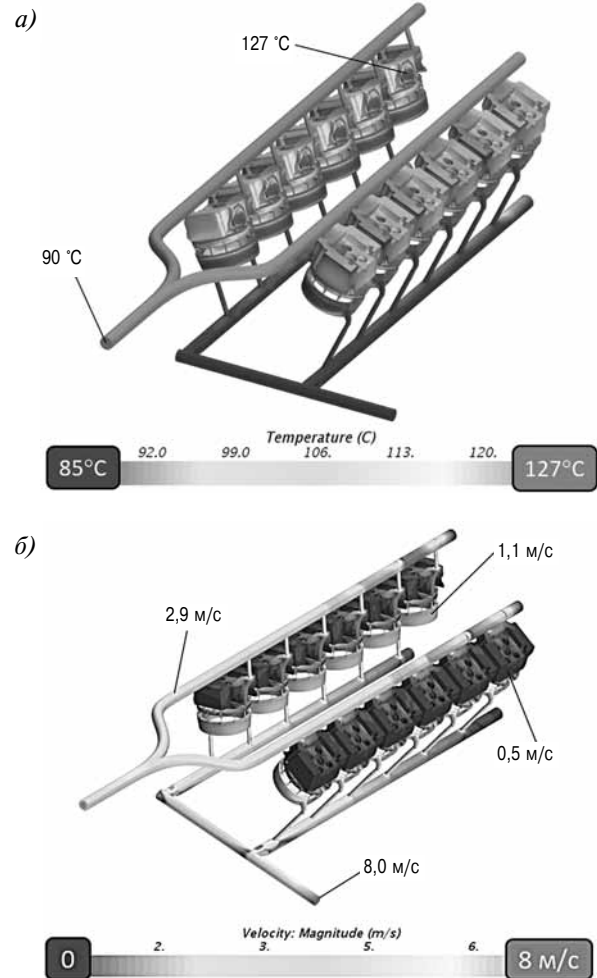


Рис. 4. Температурное (а) и скоростное (б) поле охлаждающей жидкости

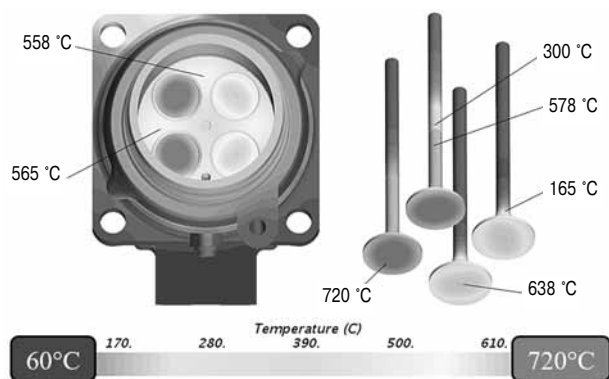


Рис. 5. Температурные поля втулки, крышки цилиндров и клапанов

не превышает 10 %. При этом разница максимальных температур цилиндров невелика и приблизительно равна 6 °С. Перепад температур между входом и выходом жидкости из системы охлаждения составил порядка 5 °С.

#### Выводы

1. Выполнен расчет сопряженного тепломассообмена в системе охлаждения среднеоборотного дизеля 12ЧН26,5/31 (Д500).

2. Согласно полученным результатам максимальная температура крышки цилиндра составляет 565 °С, выпускного клапана — 720 °С, впускного клапана — 638 °С, втулки цилиндра — 380 °С.

3. Температура жидкости в отдельных зонах полостей охлаждения втулок и крышек цилиндров достигает температуры насыщения, следовательно, учет процесса кипения в расчете приведет к снижению максимальных температур деталей, полученных при допущении об отсутствии фазовых переходов жидкости.

4. Обзор литературы показывает, что при моделировании кипения жидкости в полостях охлаждения двигателя целесообразно принять режим течения однофазным, а интенсификацию теплообмена на поверхностях проточной части учитывать с помощью модели Дж. Чена для плотности теплового потока на стенке.

#### Литература

1. Официальный сайт ОАО «Коломенский завод» [Электронный ресурс]. URL: <http://kolomnadiesel.com> (дата обращения: 12.12.18).

2. Новенников А.Л. Теоретические аспекты, методы и пути улучшения теплового состояния охлаждаемых деталей поршневых двигателей: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02. / А.Л. Новенников; Ярославский политехнический институт. Ярославль, 1993. 213 с.

3. Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. Численное моделирование движения жидкости в

полости охлаждения крышки цилиндра среднеоборотного дизеля // Грузовик. — 2015. — № 5. — С. 4–8.

4. Urip E., Yang S. An Efficient IC Engine Conjugate Heat Transfer Calculation for Cooling System Design // SAE Paper. — 2007. — № 01-0147. — P. 9.

5. Chen J.C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow // Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development. — 1966. — Vol. 5, № 3. — P. 323–329.

6. Steiner H., Kobor A., Gebhard L. A wall heat transfer model for subcooled boiling flow // International Journal of Heat Mass Transfer. — 2005. — Vol. 48. — P. 4161–4173.

7. CFD implementation and experimental validation of the Chen model for heat transfer in nucleate boiling / C. Paz, E. Suarez, M. Concheiro, [et al.] // Computational Methods in Multiphase Flow VII. 2013. Vol. 79. — P. 377–385.

8. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1977. — 344 с.

9. Кулешов А.С. Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02. / А.Л. Кулешов; МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2011. 235 с.

10. Математическое моделирование полей температур, деформаций и напряжений в деталях цилиндропоршневой группы поршневых двигателей / Н.Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков [и др.]. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. — 32 с.

11. Чайнов Н.Д., Русинковский С.Ю. Расчет согласованных стационарных полей температур узла крышка цилиндра–клапаны двигателя внутреннего сгорания // Двигателестроение. — 2014. — № 2. — С. 3–7.

12. Костин А.К. Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. — Л.: Машиностроение, 1979. — 222 с.

13. Iqbal O., Arora K., Sanka M. Thermal Map of an IC Engine via Conjugate Heat Transfer: Validation and Test Data Correlation // SAE Int. J. Engines. 2014. № 01-1180. — P. 366–379.

14. Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Капицуков А.В. Оценка работоспособности и повышение герметичности газового стыка форсированных среднеоборотных дизелей // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. — 2017. — № 6. — С. 51–57.

15. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal. — 1994. — Vol. 32, № 8. — P. 1598–1605.

16. Fernandez-Prini R., Dooley R. The International Association for the Properties of Water and Steam. Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam., Erlangen. Germany. — 1997.

17. Марочник сталей и сплавов / А.С. Зубченко [и др.]. — 2-е изд., доп. и испр. — М.: Машиностроение, 2003. — 784 с.

18. Patankar S.V., Spalding D.B. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows // International Journal of Heat Mass Transfer. — 1972. — Vol. 15. — P. 1787–1806.

19. STAR-CCM+ Version 12.04. User guide. — 2017.