

УДК 621.43

DOI 10.18698/0536-1044-2017-6-51-57

# Оценка работоспособности и повышение герметичности газового стыка форсированных среднеоборотных дизелей


Н.Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский, А.В. Капшук

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

## The Evaluation of Performance and Increasing Leak Tightness of Gas Joints in Boosted Medium-Speed Diesel Engines

N.D. Chainov, A.N. Krasnokutskiy, A.V. Kapshukov

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

 e-mail: krasnokutsky07@mail.ru, kapshuk89@gmail.com

**i** Развитие современных среднеоборотных дизельных двигателей происходит в направлении повышения мощностных, экономических и экологических показателей, а также увеличения срока службы. Постоянно увеличивающееся максимальное давление рабочего цикла таких двигателей в настоящее время составляет 20...25 МПа. В связи с этим герметичность газового стыка имеет большое значение. Изложена методика оценки герметичности газового стыка среднеоборотного дизельного двигателя в условиях форсирования по максимальному давлению цикла и среднему эффективно-му давлению. Приведены результаты расчета теплового и напряженно-деформированного состояния деталей, формирующих газовый стык перспективного среднеоборотного дизеля типа ЧН26,5/31, который применяется в качестве тепловозного, судового и стационарного (в том числе резервного для атомных электростанций) двигателя.

**Ключевые слова:** среднеоборотный дизельный двигатель, конечно-элементная модель, напряженно-деформированное состояние, газовый стык, тепловое состояние.

**i** The tendency in the development of modern medium-speed diesel engines is to make them more powerful, efficient and environmentally friendly, as well as to extend their service life. The ever-increasing maximum pressure of the working cycle in such engines currently stands at 20–25 MPa, thus leak tightness of gas joints is of great importance. The authors describe methods of assessing leak tightness of a gas joint in a medium-speed engine under boosting with regards to the maximum pressure of the cycle and the mean effective pressure. The results of calculations of thermal and stress-strain conditions of the parts that form a gas joint in an advanced medium-speed diesel engine of the ChN26.5/31 type are presented. This type is used as a locomotive, marine and stationary engine including a reserve engine for atomic power stations.

**Keywords:** medium-speed diesel engine, finite element model, stress-strain state, gas joint, thermal state.

Исследование посвящено четырехтактным среднеоборотным дизелям типа ЧН26,5/31 с индивидуальными крышками цилиндров при частоте вращения коленчатого вала  $1\,000\text{ мин}^{-1}$  и среднем эффективном давлении  $p_e = 1,8 \dots 2,6\text{ МПа}$  при максимальном давлении цикла  $p_z = 20\text{ МПа}$  и более. Повышение  $p_e$  достигается применением турбонаддува с промежуточным

охлаждением наддувочного воздуха [1]. С ростом  $p_z$  увеличивается и эффективный коэффициент полезного действия двигателя.

При возрастании среднего эффективного давления происходит ослабление герметичности газового стыка, поэтому ее повышение является важнейшей задачей, которую приходится решать каждый раз при создании современного высокофорсированного среднеоборотного дизеля [2]. В состав системы газового стыка такого двигателя входят втулка и крышка цилиндра, верхняя часть блока, силовые шпильки и прокладка. Существенное влияние на герметичность газового стыка оказывают радиальные сдвигающие усилия, приложенные к уплотнительной прокладке, из-за различия силовых и тепловых деформаций блока, втулки и днища крышки цилиндра [3, 4].

Цель работы — создание методики оценки работоспособности газового стыка форсированных среднеоборотных дизелей.

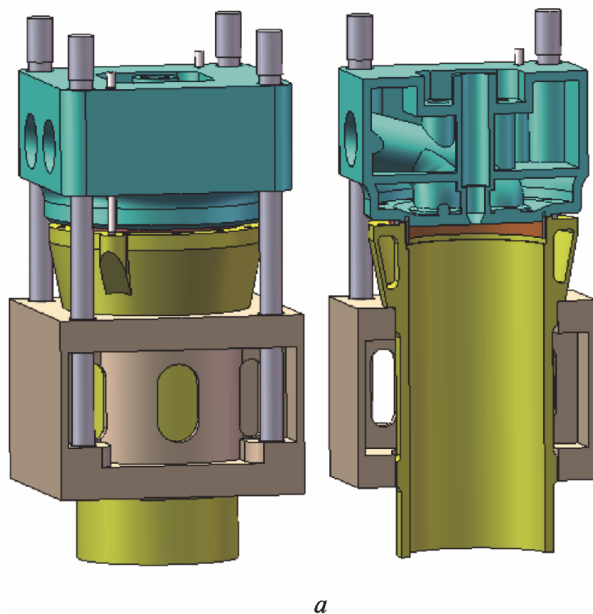
Крышка и втулка, будучи теплонапряженными деталями, одновременно являются корпусными элементами двигателя, формируя наряду с корпусом его силовую схему [5, 6].

Для оценки герметичности работы газового стыка требуется знать тепловое и напряженно-деформированное состояние элементов, образующих газовый стык [7, 8]. С этой целью в среде программного комплекса SolidWorks разработана трехмерная твердотельная модель сборки втулки, жарового кольца, крышки цилиндра, верхней части блока, прокладки и шпилек с контактным взаимодействием указанных элементов (рис. 1, а) и выполнен ее последующий перенос в программный комплекс ANSYS с созданием конечно-элементной модели (рис. 1, б) для расчета теплового и напряженно-деформированного состояния [9].

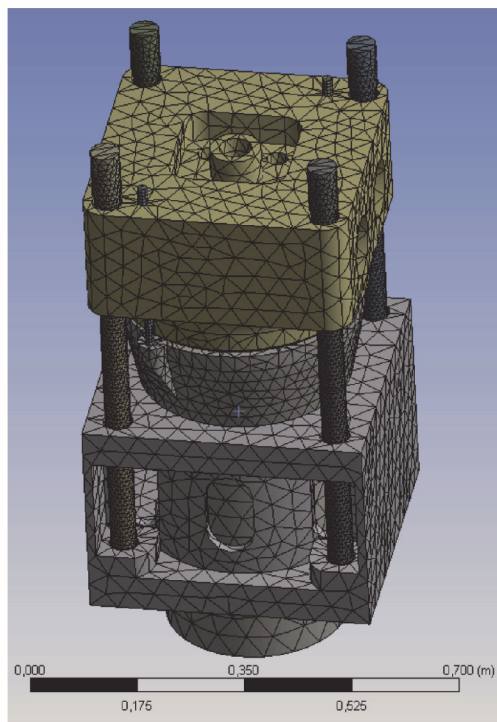
Модель состоит из 65 862 квадратичных тетраэдральных элементов, содержащих 128 563 узлов. Уплотнение газового стыка обеспечено затяжкой четырех силовых шпилек, связывающих блок, втулку и крышку. Шпильки закреплены в блоке через жесткую связь (склеивание) [10] в местах контактного взаимодействия и нагружены осевыми нагрузками 600 кН.

На рис. 2 представлено распределение интенсивности напряжений  $\sigma$  в силовых шпильках, вызванных их затяжкой.

На рис. 3 приведено распределение контактного давления между прокладкой и крышкой.



а



б

Рис. 1. Твердотельная (а) и конечно-элементная (б) модель сборки блока, цилиндра и крышки

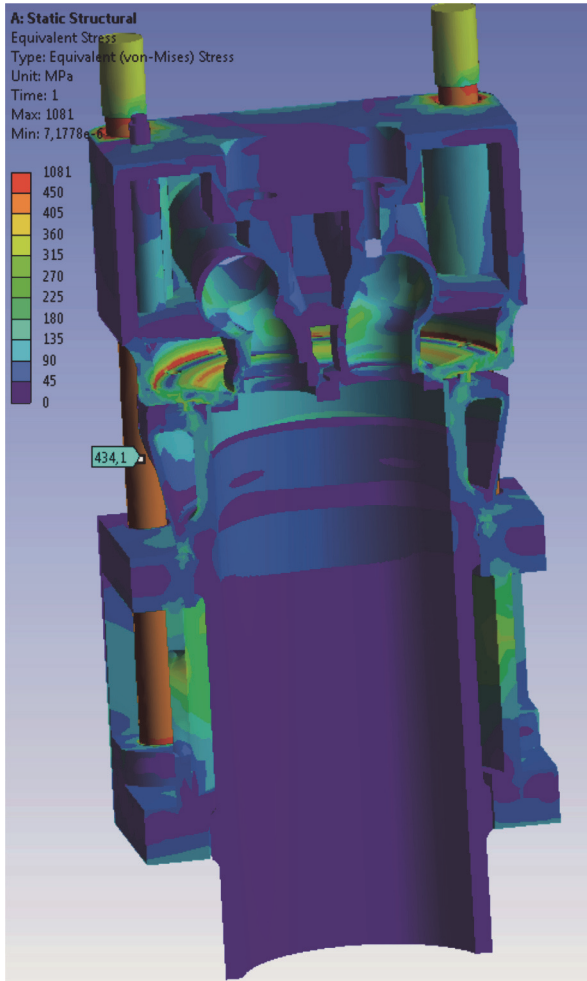


Рис. 2. Распределение интенсивности напряжений  $\sigma$ , МПа, в силовых шпильках

Можно отметить относительную неравномерность обжатия прокладки по периметру и неравномерность по ширине. Контактное давление по ширине прокладки изменяется от 150 до 330 МПа.

На рис. 4 представлено более детальное распределение интенсивности напряжений во втулке и крышке цилиндра при действии монтажной нагрузки.

Максимальные значения интенсивности напряжения в верхней части втулки внизу полости охлаждения составляют 300 МПа. Наибольшие напряжения в крышке имеют место в нижней части полости охлаждения в зоне сопряжения с вертикальной стенкой, их интенсивность достигает 500 МПа. Напряжения в силовых шпильках равны 434 МПа. Кроме напряжений от монтажной нагрузки следует оценить значения напряжений и деформаций элементов, образующих газовый стык, при действии тепловых и газовых нагрузок.

Точность моделирования теплового состояния элементов сборочного узла дизеля типа ЧН26,5/31 главным образом зависит от точности задания условий теплообмена. Поскольку температурные поля на установившемся режиме работы двигателя в первом приближении можно считать стационарными, для их моделирования используют осредненные за цикл дизеля параметры теплообмена.

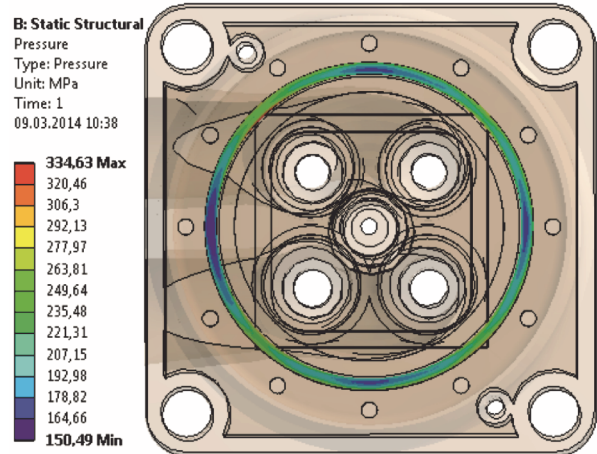
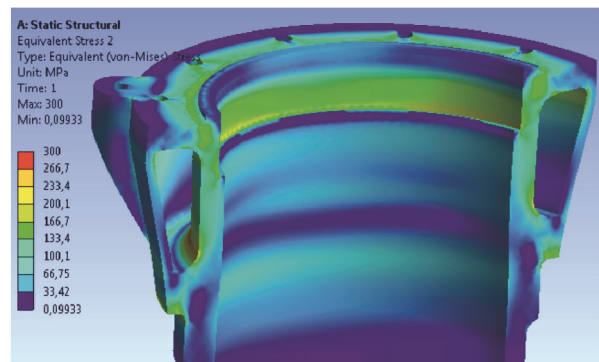
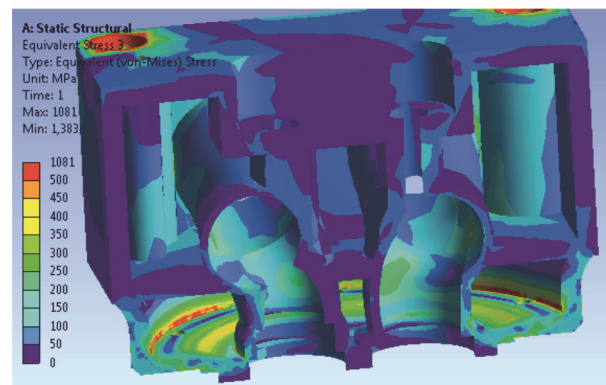


Рис. 3. Распределение контактного давления, МПа, между прокладкой и крышкой



а



б

Рис. 4. Распределение интенсивности напряжений  $\sigma$ , МПа, во втулке (а) и крышке (б)



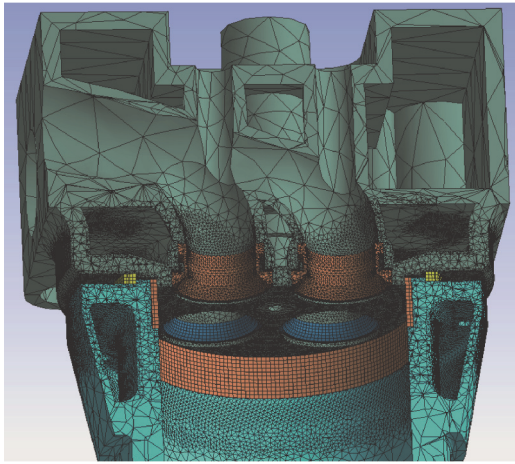


Рис. 5. Модифицированная конечно-элементная модель сборки крышки со втулкой

Для определения граничных условий теплообмена на поверхностях крышки, седел, клапанов, поршня, втулки применен комплекс программ «I\_C\_E» и «I\_C\_E-2», разработанный на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. В качестве граничных условий теплообмена выбраны условия третьего рода, предусматривающие задание температуры окружающей среды и закона теплообмена между средой и поверхностью детали (коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ ).

На рис. 5 показана модифицированная конечно-элементная модель для расчета температурных полей крышки с седлами, втулки с запрессованным жаровым кольцом и клапанов с более мелкой разбивкой на элементы в месте контактного сопряжения втулки, кольца, прокладки и седел. Всего использовано 533 974 квадратных элементов.

На рис. 6 показано распределение температуры в сборочном узле, состоящем из крышки и втулки.

На рис. 7 показано распределение максимальных напряжений в деталях сборочного узла при одновременном действии монтажных, температурных и газовых нагрузок ( $p_z = 20$  МПа).

С учетом тепловой и газовой нагрузок контактное давление на уплотняющей прокладке изменилось и составило по ее ширине 74... 344 МПа (рис. 8). Таким образом, минимальное давление обжатия, с учетом всех видов нагружения несколько уменьшилось. Попутно получены представляющие практический интерес напряжения в крышке цилиндра со стороны огневого днища и охлаждения. В силовых

шпильках напряжения по сравнению с таковыми при монтажных и температурных нагрузках повысились с 450 до 490 МПа.

Необходимость проведенных расчетов по оценке теплового и напряженно-деформированного состояния деталей, образующих газовый стык, тесно связана с назначением усилий предварительной затяжки силовых шпилек, обеспечивающих герметичность газового стыка, и позволяет избежать назначения чрезмерно высоких усилий затяжки, представляющих

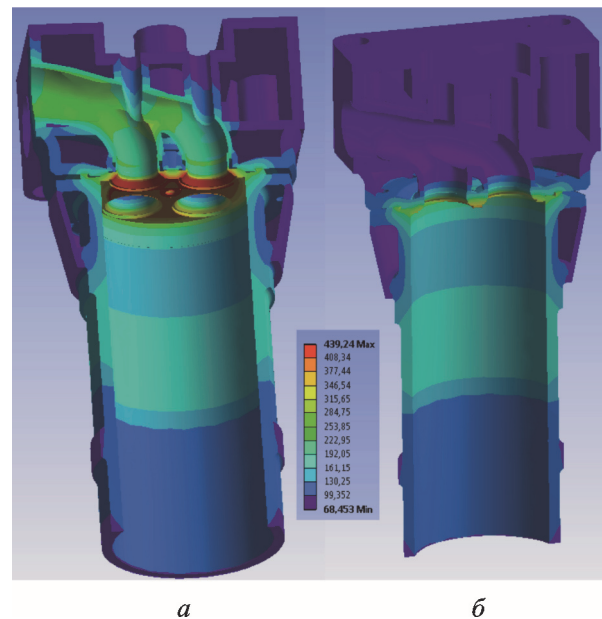


Рис. 6. Температурное поле, °С, в сборочном узле: а — сечение по каналам выпуска отработавших газов; б — сечение по каналам впуска свежего заряда

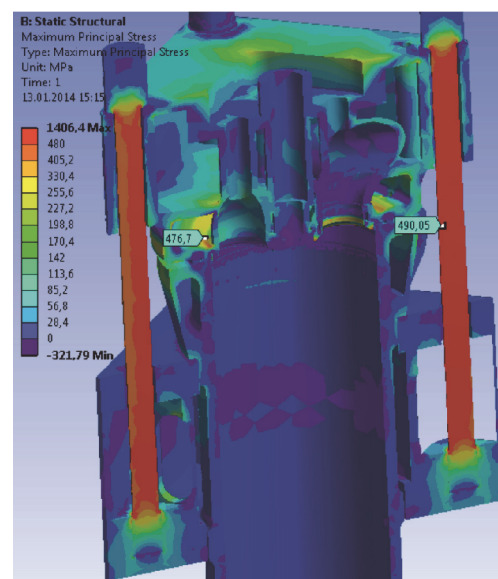


Рис. 7. Распределение максимальных напряжений  $\sigma_1$ , МПа, в деталях сборочного узла

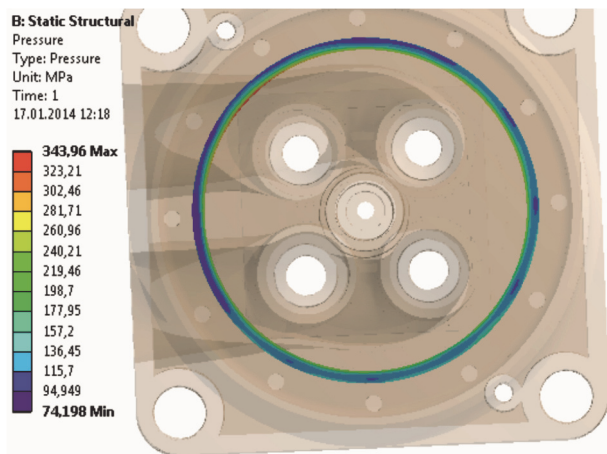


Рис. 8. Распределение контактного давления в уплотняющей прокладке, МПа, с учетом тепловых и газовых нагрузок

опасность для прочности крышек цилиндров и шпилек.

Необходимым и достаточным условием гарантированного обеспечения герметичности газового стыка между прокладкой и поверхностями крышки цилиндра и бурта втулки цилиндра является сохранение требуемого уровня давления по всей площади прокладки при действии максимального давления газа в цилиндре  $p_z$ . Согласно рекомендациям, разработанным специалистами ОАО «Коломенский завод» для среднеоборотных дизельных двигателей, сжи-

мающие усилия (минимальное давление на поверхность прокладки) должны в 1,6–2 раза превышать снижение этого давления в момент приложения газовой нагрузки (момент вспышки).

При этом можно говорить о запасе герметичности стыка, под которым понимается отношение исходного минимального давления на прокладке при затяжке силовых шпилек к минимальному давлению на прокладке в момент действия в цилиндре максимального давления газа  $p_z$ :  $k = 150/(150 - 74) = 1,97$ . Отсюда следует, что в рассматриваемом случае герметичность газового стыка обеспечена в полной мере. Однако при этом возникают высокие напряжения в крышке, которые во многом объясняются значительными усилиями затяжки силовых шпилек.

## Выводы

1. Предложена объемная конечно-элементная модель сборки деталей, образующих газовый стык.
2. Использование результатов конечно-элементного анализа теплового и напряженно-деформированного состояния сборки позволяет оценить герметичность газового стыка двигателя в зависимости от параметров рабочего процесса, а также напряженность деталей, формирующих газовый стык.

## Литература

- [1] Никитин Е.А., Мерлис П.М., Салтыков М.А., Васильев Г.Л. *Совершенствование основных узлов турбопоршневых двигателей*. Москва, Машиностроение, 1974. 207 с.
- [2] Конкс Г.А., Лашко В.А. *Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта*. Москва, Машиностроение, 2005. 505 с.
- [3] Чайнов Н.Д., Ивашенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. *Конструирование двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2011. 496 с.
- [4] Орлин А.С., Круглов М.Г., ред. *Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1984. 384 с.
- [5] Чайнов Н.Д., Раенко М.И., Рыжов В.А. *Прочность теплонапряженных базовых деталей среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2015. 360 с.
- [6] Салтыков М.А., Горбунов М.Н., Гинзбург М.А., Кужелев В.П. Развитие методов и средств исследования прочности основных несущих деталей и узлов транспортных дизелей. В кн.: *Развитие комбинированных двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 1974, с. 103–170.
- [7] Биргер И.А., Шор Б.Ф., Иосилевич Г.Б. *Расчет на прочность деталей машин. Справочник*. Москва, Машиностроение, 1993. 639 с.

- [8] Гинзбург М.А., Раенко М.И. Расчет теплового состояния, температурных деформаций и напряжений в элементах втулок цилиндров. *Двигателестроение*, 1989, № 4, с. 16–23.
- [9] Зарубин В.С. *Математическое моделирование в технике*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 496 с.
- [10] Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Капшуков А.В. Моделирование работы резьбовых соединений при расчете сопряжений базовых деталей поршневых двигателей. *Двигателестроение*, 2016, № 1, с. 8–10.

## References

- [1] Nikitin E.A., Merlis P.M., Saltykov M.A., Vasil'ev G.L. *Sovershenstvovanie osnovnykh uzlov turboporshnevnykh dvigatelei* [Improvement of the basic units of turbopiston engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1974. 207 p.
- [2] Konks G.A., Lashko V.A. *Mirovye sudovye dizelestroenie. Kontseptsii konstruirovaniia, analiz mezhdunarodnogo opyta* [Global marine diesel engine. Concept design, analysis of international experience]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2005. 505 p.
- [3] Chainov N.D., Ivashchenko N.A., Krasnokutskii A.N., Miagkov L.L. *Konstruirovaniye dvigatelei vnutrennego sgoraniia* [Design of internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2011. 496 p.
- [4] *Dvigateli vnutrennego sgoraniia. Konstruirovaniye i raschet na prochnost' porshnevnykh i kombinirovannykh dvigatelei* [The internal combustion engines. Design and strength calculation of piston and combined engines]. Ed. Orlin A.S., Kruglov M.G. Moscow, Mashinostroenie publ., 1984. 384 p.
- [5] Chainov N.D., Raenko M.I., Ryzhov V.A. *Prochnost' teplotnoprizhennykh bazovykh detalei sredneoborotnykh dvigatelei vnutrennego sgoraniia* [The strength of heat-stressed basic components of medium-speed internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2015. 360 p.
- [6] Saltykov M.A., Gorbunov M.N., Ginzburg M.A., Kuzhelev V.P. *Razvitiye metodov i sredstv issledovaniia prochnosti osnovnykh nesushchikh detalei i uzlov transportnykh dizelei. V kn. Razvitiye kombinirovannykh dvigatelei vnutrennego sgoraniia* [Development of methods and means for investigating the strength of the main bearing parts and components of transport diesel engines. In the book: Development of combined internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1974. pp. 103–170.
- [7] Birger I.A., Shor B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detalei mashin. Spravochnik* [Strength calculation of machine parts. Reference]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1993. 639 p.
- [8] Ginzburg M.A., Raenko M.I. Raschet teplovogo sostoiianiia, temperaturnykh deformatsii i napriazhenii v elementakh vtulok tsilindrov [The calculation of the thermal state, thermal strains and stresses in the elements of sleeves of cylinders]. *Dvigatelistroyeniye*. 1989, no. 4, pp. 16–23.
- [9] Zarubin V.S. *Matematicheskoe modelirovaniye v tekhnike* [Mathematical modeling in engineering]. Moscow, Bauman Press, 2001. 496 p.
- [10] Chainov N.D., Krasnokutskii A.N., Kapshukov A.V. Modelirovaniia raboty rez'bovykh soedinenii pri raschete sopriazhenii bazovykh detalei porshnevnykh dvigatelei [Modelling of Threaded Connections in Engine Parts Mating Analyses]. *Dvigatelistroyeniye*. 2016, no. 1, pp. 8–10.

Статья поступила в редакцию 27.03.2017

## Информация об авторах

**ЧАЙНОВ Николай Дмитриевич** (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

**КРАСНОКУТСКИЙ Андрей Николаевич** (Москва) — доцент кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: krasnokutsky07@mail.ru).

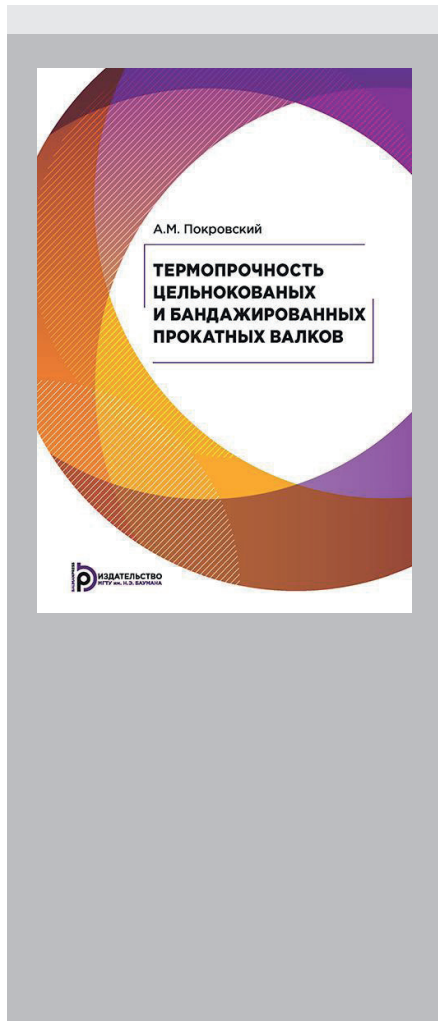
**КАПШУКОВ Алексей Владимирович** (Москва) — аспирант кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: kapshuk89@gmail.com).

## Information about the authors

**CHAINOV Nikolay Dmitrievich** (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Piston Engines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).

**KRASNOKUTSKIY Andrey Nikolaevich** (Moscow) — Associate Professor, Piston Engines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: krasnokutsky07@mail.ru).

**KAPSHUKOV Aleksey Vladimirovich** (Moscow) — Post-graduate, Piston Engines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: kapshuk89@gmail.com).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана  
вышла в свет монография  
**А.М. Покровского**

### «Термопрочность цельнокованых и бандажированных прокатных валков»

Сформулированы проблемы, возникающие при производстве цельнокованых и бандажированных крупногабаритных прокатных валков. Рассмотрены основные технологические этапы изготовления валков и их влияние на трещиностойкость готовых валков. Представлен обзор научных подходов к оценке напряженного состояния и прочности цельнокованых и бандажированных прокатных валков. Приведены результаты экспериментального и теоретического описания физико-механических свойств валковой стали 75X2ГНМФ при термической обработке. Изложена методика расчета термических напряжений в процессе объемной и индукционной закалки прокатных валков, посредством решения связанной задачи термоупруговязкопластичности для материала с нестационарной структурой. Предложен алгоритм расчета напряженного состояния в бандаже при его посадке с натягом на профилированную ось. Описаны разработанные методики и алгоритмы для оценки трещиностойкости крупногабаритных прокатных валков после их изготовления. Представлены результаты численных расчетов применительно к реальным прокатным валкам.

Монография написана по материалам исследований, проводимых в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

**По вопросам приобретения обращайтесь:**

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