

УДК 621.436.12

**Конечно-элементная модель анализа
напряженно-деформированного состояния
деталей, образующих газовый стык
среднеоборотного дизеля, от монтажных
нагрузок**

Чайнов Н. Д.¹, Краснокутский А. Н.¹,

Капшуков А. В.^{1,*}

[*kapshuk89@gmail.com](mailto:kapshuk89@gmail.com)

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Разработана объемная конечно-элементная модель анализа напряженного-деформированного состояния (НДС) деталей узла, включающего газовый стык, средне-оборотного форсированного дизеля, позволяющая определить компоненты напряжений и деформаций деталей при сборке и состояние уплотняющей прокладки, включая распределение давления по ее поверхности. Для оценки напряженно-деформированного состояния элементов сборочного узла (крышки цилиндра, втулки, блока) с оценкой герметичности газового стыка от монтажных, температурных и газовых нагрузок использована 3-х мерная конечно-элементная модель сборки втулки, жарового кольца, крышки цилиндра и блока с контактным взаимодействием через зону расположения прокладки. После создания модели сборки проведены расчеты НДС от запрессовки жарового кольца в верхнюю часть втулки, от предварительной сборки с помощью двух шпилек и от затяжки четырьмя силовыми шпильками.

Ключевые слова: конечно-элементная модель, напряженно-деформированное состояние, контактная задача, газовый стык, втулка цилиндра, крышка цилиндра, блок, прокладка, силовая шпилька

Введение

Постоянное повышение параметров рабочего процесса, включая максимальное давление газов в цилиндре (до 200 Бар и выше) предъявляет особые требования к конструкции деталей, образующих газовый стык двигателя (крышка и втулка цилиндра, прокладка, блок цилиндров) [1], а также расположению и усилию затяжки силовых шпилек. В данной работе впервые предложена расчетная методика оценки герметичности газового стыка высокофорсированных среднеоборотных дизелей.

Дизель типа ЧН26,5/31 – базовый среднеоборотный двигатель нового поколения семейства двигателей с увеличенным диапазоном агрегатных мощностей, имеющий улучшенные технико-экономические и экологические характеристики, соответствующие по техническому уровню лучшим мировым аналогам [2]. За основу при разработке проекта взяты передовые конструкторские решения, внедренные на дизелях Д49 (ЧН26/26) четвертого поколения. Принципиальным отличием конструкции двигателя нового поколения от двигателей мощностного ряда Д49 является отказ от применения втулки подвешивной конструкции. В новом двигателе крышка замыкается на втулку через стальную прокладку и стягивается четырьмя силовыми шпильками длиной 450 мм и диаметром 48 мм. Усилие затяжки на каждой шпильке 60-65 т, что при данной конструкции газового стыка может приводить к деформациям крышки и служить причиной неравномерного обжатия прокладки.

1. Создание твердотельной модели втулки цилиндра, блока, крышки цилиндра и их сборка

В систему газового стыка дизеля входят втулка цилиндра, крышка цилиндра, верхняя часть блока и прокладка. Конструктивные параметры верхнего пояса узла, включающего перечисленные детали, во многом определяют работоспособность газового стыка [3]. Существенное влияние на герметичность газового стыка оказывают радиальные сдвигающие усилия, приложенные к уплотнительной прокладке из-за разных силовых и тепловых деформаций блока, втулки и днища крышки [4], [5], а также циклические напряжения от сил давления газов [6]. Конструкции и работоспособности прокладок уделяется постоянное внимание. Так в работе [7] для обеспечения плотности газового стыка при повышении максимального давления цикла применяется новый материал прокладки.

При сборке втулки с крышкой и затяжке силовых шпилек газового стыка в элементах верхнего пояса втулки возникают осевые, окружные и радиальные напряжения, распределение которых по периметру втулки неравномерно [8]. При этом максимальные напряжения действуют в местах установки шпилек [9].

Для оценки напряженно-деформированного состояния и оптимизации геометрии верхнего пояса втулки и прокладки необходимо использовать 3-х мерную конечно-элементную модель сборки втулки, жарового кольца, крышки цилиндра и блока с контактным взаимодействием через зону расположения прокладки. Широко известная зарубежная фирма VE Commercial Vehicles в своей работе [10] проводит схожий анализ герметичности соединения крышка – прокладка – втулка – корпус с построением объемных конечно-элементных моделей.

Предварительная связь втулки и крышки осуществляется через две монтажные шпильки. Уплотнение газового стыка обеспечивается затяжкой силовых шпилек, связывающих блок, втулку и крышку. При создании конечно-элементных моделей деталей и сборки наибольшее внимание следует уделить точности описания геометрии верхнего пояса втулки. Отсутствие плоскостей симметрии в конструкции крышки цилиндров привело к необходимости построения ее полноразмерной модели.

Перед построением конечно-элементных моделей деталей и сборки были созданы твердотельные объемные модели в среде программного комплекса SolidWorks, который позволяет эффективно создавать модели достаточно сложной формы. После создания твердотельной модели сборки она была перенесена в расчетный комплекс ANSYS для непосредственного моделирования с помощью методов конечных элементов (МКЭ) напряженно-деформированного состояния (НДС) от действия затяжки шпилек.

Такой подход обеспечивает возможность оперативного изменения любых геометрических размеров с автоматической регенерацией всей расчетной модели. Последнее обстоятельство особенно важно с точки зрения сокращения сроков оптимизационных расчетов деталей [11].

На рис. 1 представлена твердотельная расчетная модель крышки дизеля типа ЧН 26,5/31.

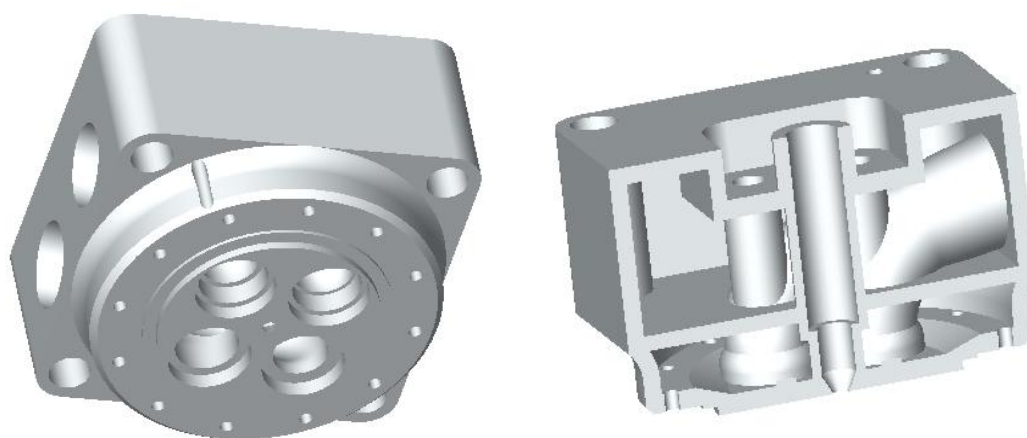


Рис.1 Твердотельная модель крышки цилиндра

На рис. 2 показана полная сборка, которая включает все детали, оказывающие влияние на герметичность газового стыка, элемента блока картера (ограниченного верхним и нижним опорными поясами, боковыми стенками и плоскостями, проходящими через середину между осями цилиндров), в верхнюю часть которого вкручены силовые шпильки, втулки цилиндра с вкрученными монтажными шпильками и прокладкой.

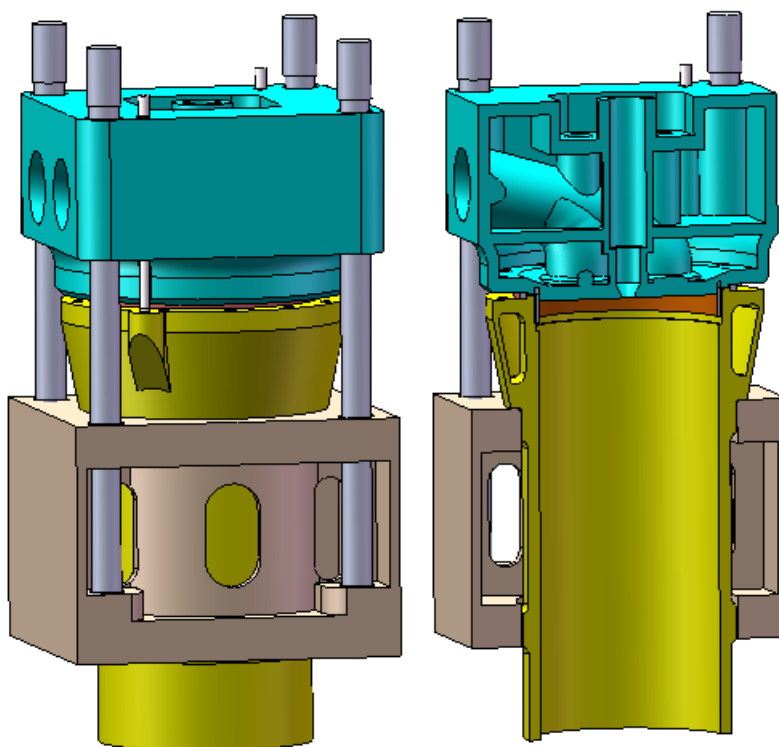


Рис.2 Твердотельная модель сборки блока, цилиндра и крышки

2. Создание объемной конечно-элементной модели втулки цилиндра, блока и крышки

После создания твердотельных моделей в программе SolidWorks сборка была импортирована в конечно-элементную программу ANSYS Workbench через файл импорта Parasolid (*.x_t).

2.1.Создание контактных взаимодействий деталей

При импортировании и чтении сборок препроцессором ANSYS Workbench автоматически создаются контакты между деталями. Расстояние автоматического поиска контакта задается параметром Tolerance (допуск) в окне настроек раздела «Contact» (рис. 3).

Расчетные алгоритмы ANSYS позволяют моделировать контакт, не задавая точное совпадение узлов сетки на границе. Специальные контактные элементы образуют особый поверхностный слой в области контакта и позволяют задавать взаимодействие деталей. Такой подход к моделированию контакта разрешает задавать различную плотность сетки в контактирующих деталях, например, измельчать сетку в местах высокого градиента напряжений.

В каждой области контакта выделяется контактная (contact) и целевая (target) поверхности. Существует ограничение на проникновение контактной поверхности в целевую: точки интегрирования на контактных поверхностях определяются глубиной проникновения контактной поверхности в целевую согласно заданному допуску. Если в

контактной области одна поверхность проявляет свойства контактной (жесткой), а другая целевой (пластичной), то контакт называется асимметричным. В случае, если обе поверхности имеют близкую жесткость, т.е. являются одновременно контактной и целевой, то такой контакт называется симметричным. В нашем случае все контактные пары являются симметричными.

Details of "Contacts"	
Definition	
Connection Type	Contact
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Auto Detection	
Tolerance Type	Value
Tolerance Value	3.e-003 m
Use Range	No
Face/Face	Yes
Face/Edge	No
Edge/Edge	No
Priority	Include All
Group By	Bodies
Search Across	Bodies

Рис.3 Окно настроек раздела «Contact»

В ANSYS поддерживаются 6 типов контактов (Рис. 4):

Bonded
No Separation
Frictionless
Rough
Frictional
Forced Frictional Sliding

Рис.4 Окно типов контактов

Контакты типа Bonded (связанный) и No Separation (без разделения) являются линейными и рассчитываются за одну итерацию.

Остальные контакты являются нелинейными и требуют при расчете множество итераций. Все контакты в статическом анализе рассчитываются, исходя из допущения малых перемещений.

При контакте поверхность – поверхность (surface-to-surface) разрешаются неэквивалентные сетки на поверхностях контактирующих тел.

Перед созданием конечно-элементной модели сборки были назначены 10 контактных пар (рис. 7): 2-е монтажных шпильки с втулкой (А, В); верхнее жаропрочное кольцо с втулкой (С); втулка с прокладкой (D), втулка с блоком (Е), прокладка с крышкой (F) и 4-е силовых шпильки с блоком (G, H, I, J).

Сопряжения шпилек с втулкой и блоком осуществляется через контакт типа Bonded (рис. 5), остальные контактные пары – фрикционные (Frictional).

Details of "Bonded - Втулка - монт. шпилька"	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	2 Faces
Target	2 Faces
Contact Bodies	втулка
Target Bodies	шпилька
Definition	
Type	Bonded
Scope Mode	Automatic
Behavior	Symmetric
Trim Contact	On
Trim Tolerance	3,0086e-003 m
Suppressed	No
Advanced	
Formulation	MPC
Detection Method	Program Controlled
Pinball Region	Program Controlled

Рис.5 Тип контакта шпилек

Условия жесткой связи в шпильках дают близкое к теоретическому распределение напряжений в зоне резьбы.

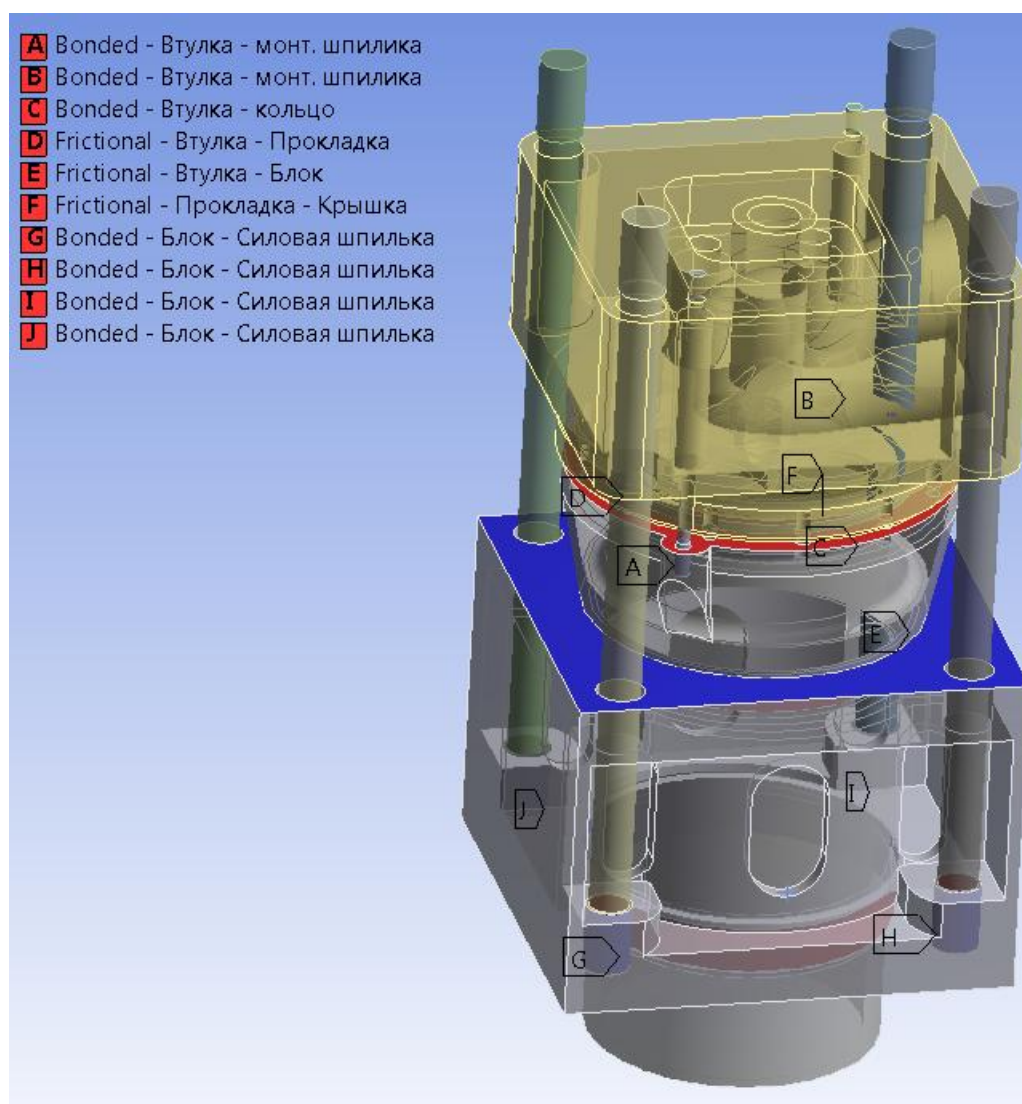


Рис.6 Контактные пары в модели сборки

Доступны четыре математические модели взаимодействия в контактной паре: Pure Penalty (метод штрафов); Normal Lagrange (метод Лагранжа); Augmented Lagrange (расширенный метод Лагранжа); MPC.

Метод Augmented Lagrange наиболее часто используется в ANSYS. В методе MPC добавляются уравнения, ограничивающие движение деталей и исключающие их взаимное перемещение в зоне контакта. Метод MPC используется только для связанных контактов.

2.2. Генерация сетки

Сетка с установками по умолчанию автоматически генерируется при запуске решения. При создании конечно-элементной сетки необходимо учитывать, что с увеличением числа расчетных узлов растет точность решения, однако увеличивается время расчета и объем требуемой памяти. В идеале решение не должно зависеть от плотности сетки, т.е. измельчение сетки не должно приводить к изменению расчетных результатов.

В разделе «Mech» (сетка) можно задать или изменить плотность сетки. В окне настроек следует выбрать позицию «Basic» (основной) в списке «Global Controls» (глобальный контроль) и изменить параметр. Фактор плотности сетки (Relevance) можно изменить в пределах от -100 до +100.

На рис. 7 показана конечно-элементная модель сборки с установленным значением равным 0. Можно задать расширенные опции изменения плотности сетки (Advanced) в окне настроек.

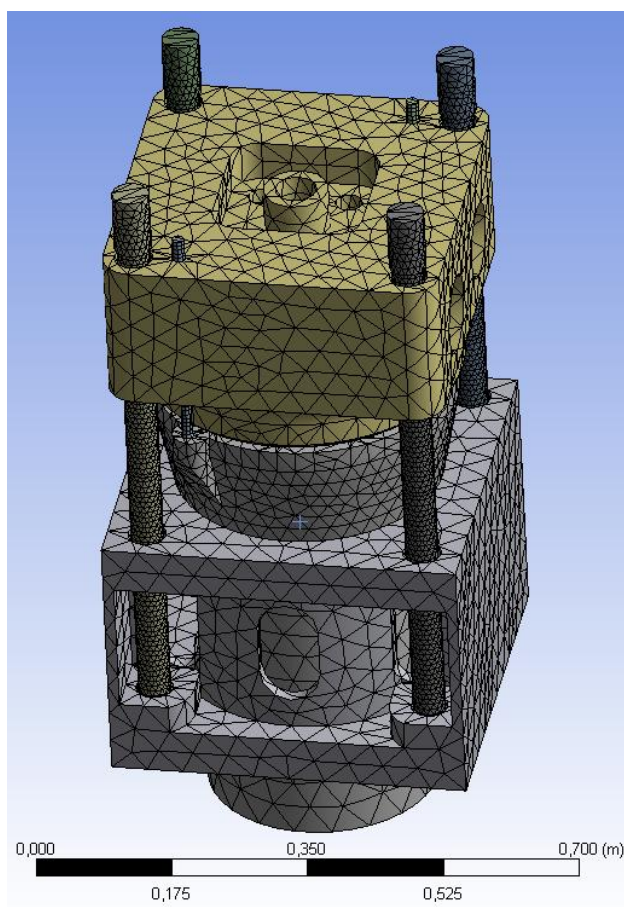


Рис.7 Конечно-элементная модель сборки блока, цилиндра и крышки

Модель состоит из 65862 квадратичных тетраэдральных элементов, содержащих 128563 узлов.

Необходимо отметить, что для максимальной эффективности определения НДС в зонах концентрации напряжений предполагается проводить ряд однотипных расчетов с различной степенью детализации геометрии тех или иных зон [12]. Целесообразность изменения количества элементов для описания геометрии тех или иных зон будет зависеть от сравнительных результатов расчета НДС втулки, крышки цилиндра и блока от приложенных тепловых и механических нагрузок при разных уровнях «насыщения» [13].

3. Расчет контактной задачи по определению напряженно-деформированного состояния сборочного узла от действия монтажных нагрузок

Расчет НДС от монтажных нагрузок сборочного узла проводится в три этапа.

На первом этапе рассматриваются напряжения от запрессовки жарового кольца в верхнюю часть втулки.

Далее на втором этапе рассматривается НДС втулки, крышки и прокладки от предварительной сборки с помощью двух шпилек.

Наконец, на третьем этапе сборочный узел из втулки и крышки вставляется в блок и затягивается четырьмя силовыми шпильками.

3.1. Расчет напряженно-деформированного состояния втулки цилиндра от запрессовки жарового кольца

На рис. 8 показана конечно-элементная модель втулки с запрессованным жаровым кольцом. Натяг 0,1мм моделируется разностью диаметральных размеров в месте сопряжения контактной пары втулка-кольцо (frictional).

В месте контактного сопряжения втулки и кольца применена достаточно мелкая разбивка на элементы. Всего используется 146671 квадратичных элементов. Закрепление модели выполнено по нижнему торцу втулки.

На рис. 9 показано распределение интенсивности напряжений σ_i .

Максимальное значение σ_i в кольце составило 135 МПа.

На рис 10 и 11 представлены нормальные напряжения σ_x и σ_z соответственно.

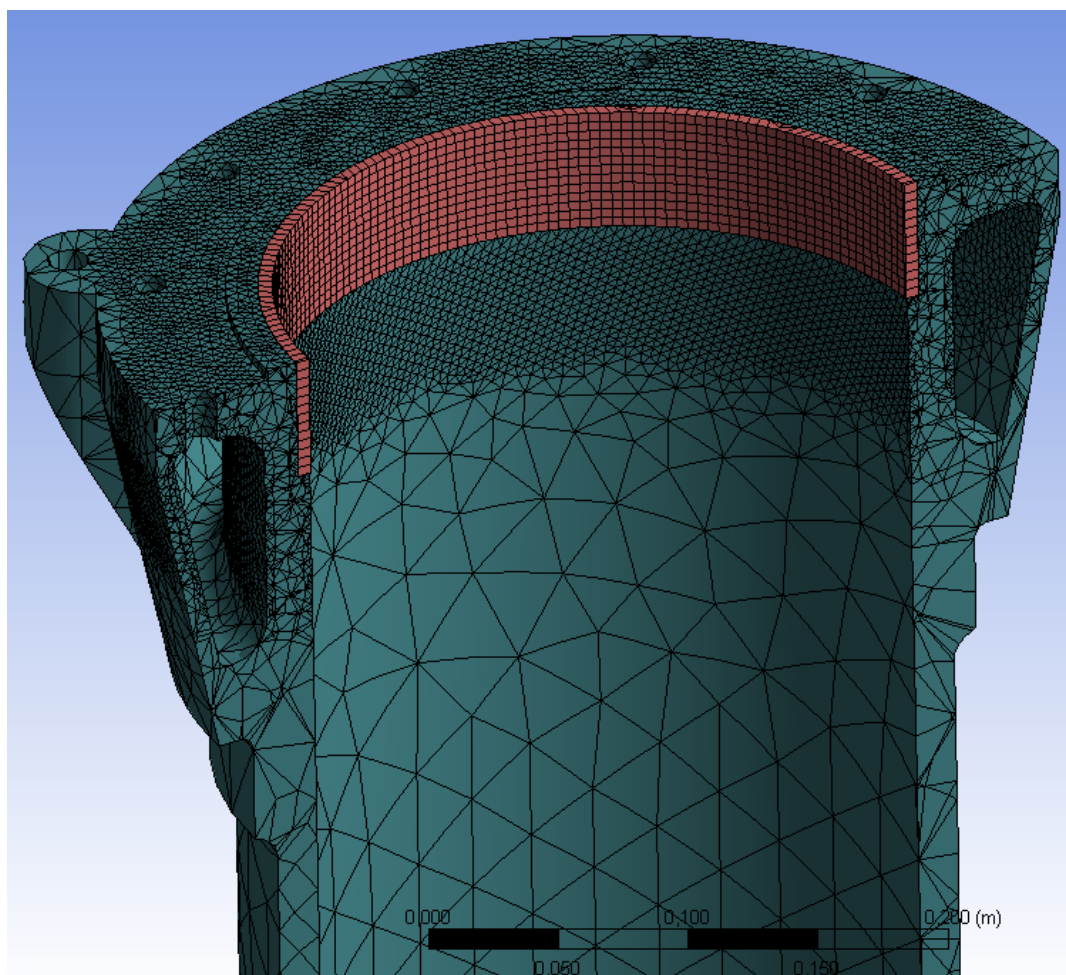


Рис.8 Конечно-элементная модель втулки с жаровым кольцом

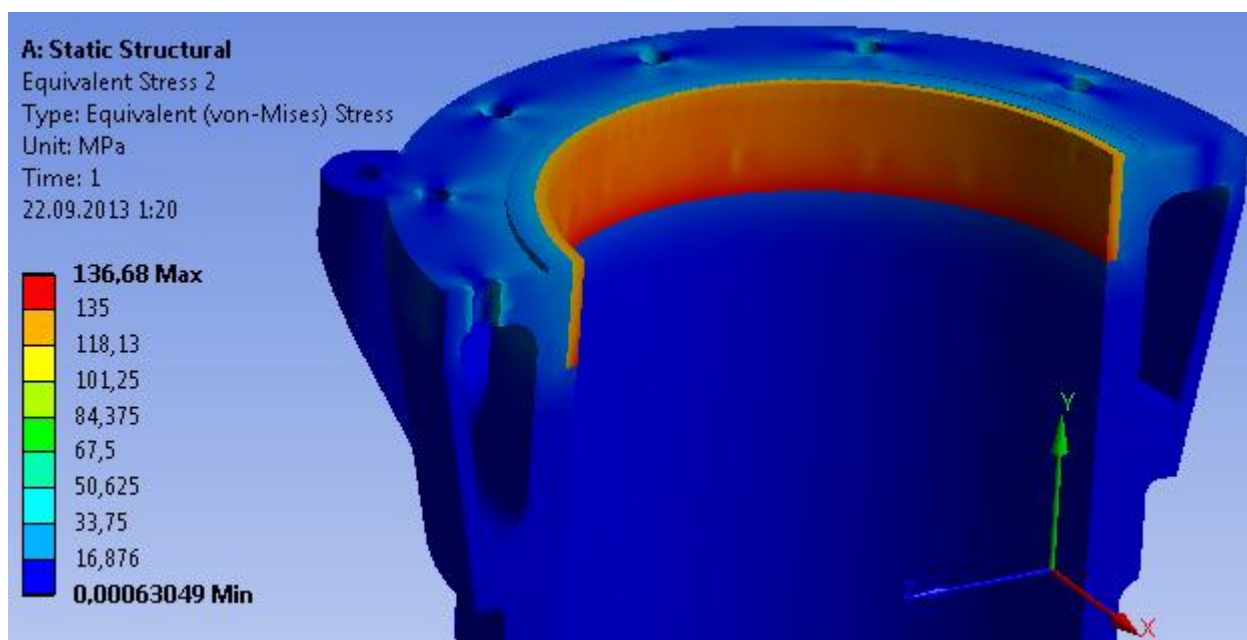


Рис.9 Интенсивность напряжений, σ_i , МПа

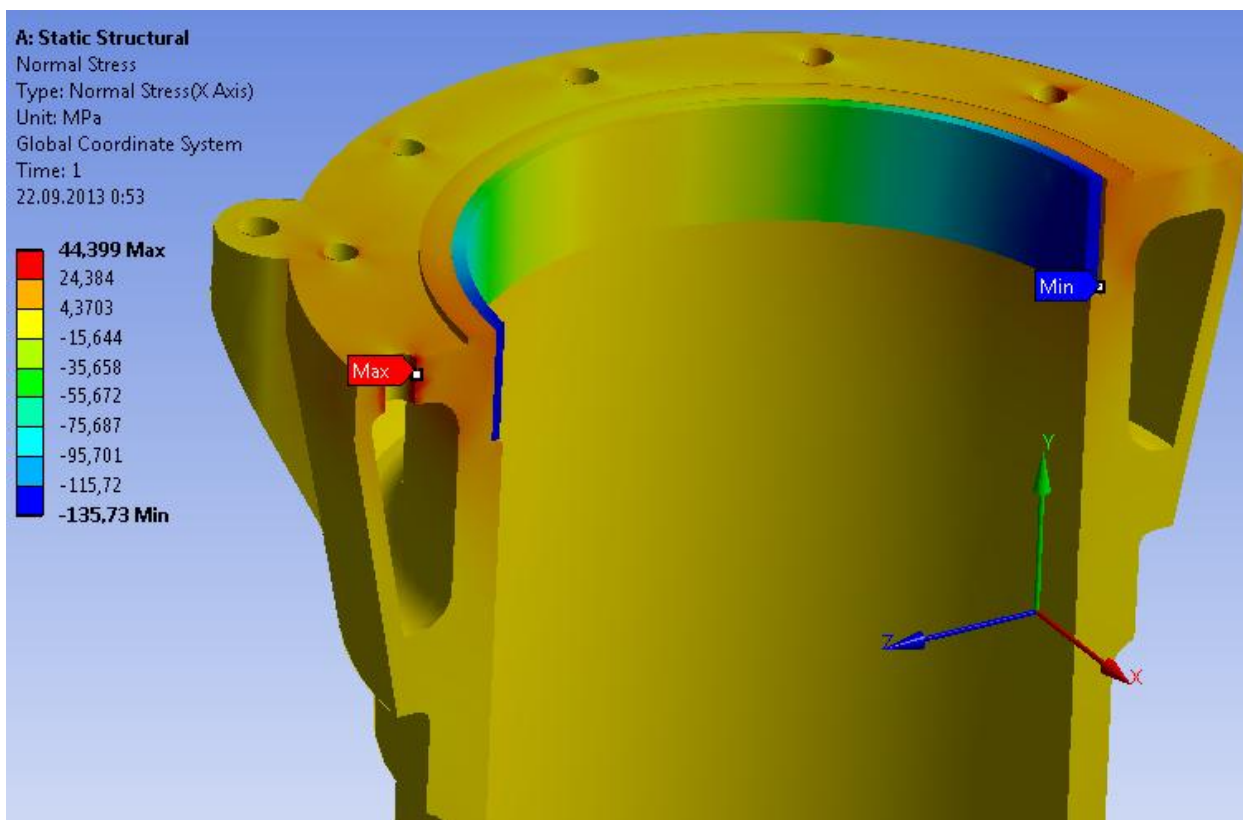


Рис.10 Напряжения σ_x , МПа

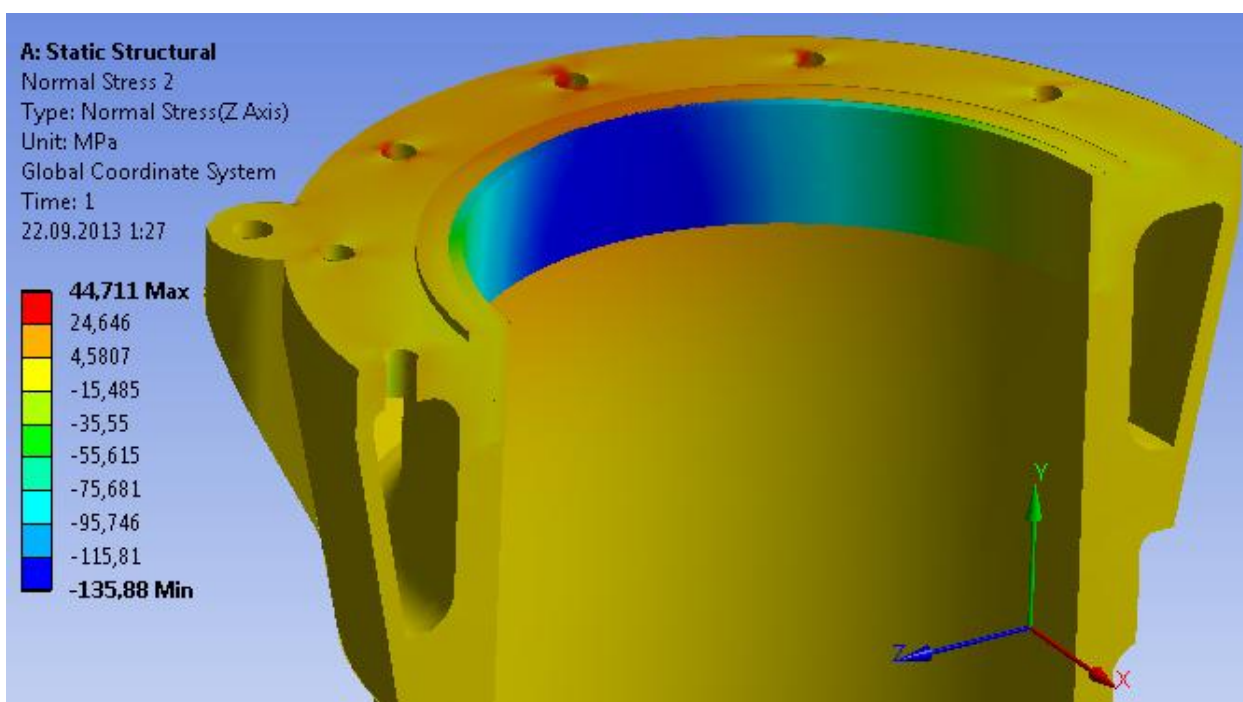


Рис.11 Напряжения σ_z , МПа

По результатам расчета можно констатировать, что максимальными напряжениями во втулке (135МПа) являются окружные сжимающие напряжения. При этом во втулке в районе переливных отверстий возникают растягивающие окружные напряжения 45МПа.

3.2. Расчет напряженно-деформированного состояния втулки и крышки цилиндра от предварительной сборки

Предварительная связь втулки и крышки осуществляется через прокладку за счет затяжки двух монтажных шпилек моментом 80 Нм.

Шпильки закрепляются во втулке через жесткую связь (bonded) в местах контактного взаимодействия. Связь с крышкой происходит через фрикционный контакт гаек (frictional), являющимися частью шпилек, с верхней плоскостью крышки.

Затяжка шпилек моделируется уменьшением длины шпилек и, соответственно, увеличением контактного давления со стороны гаек на крышку. Величина уменьшения длины подбирается таким образом, чтобы напряжения в шпильках соответствовали условиям затяжки. Осевое усилие затяжки в зависимости от момента, можно оценить как

$$F_{\sigma} = \frac{M_z}{0,3d} = 20кН . \quad (1)$$

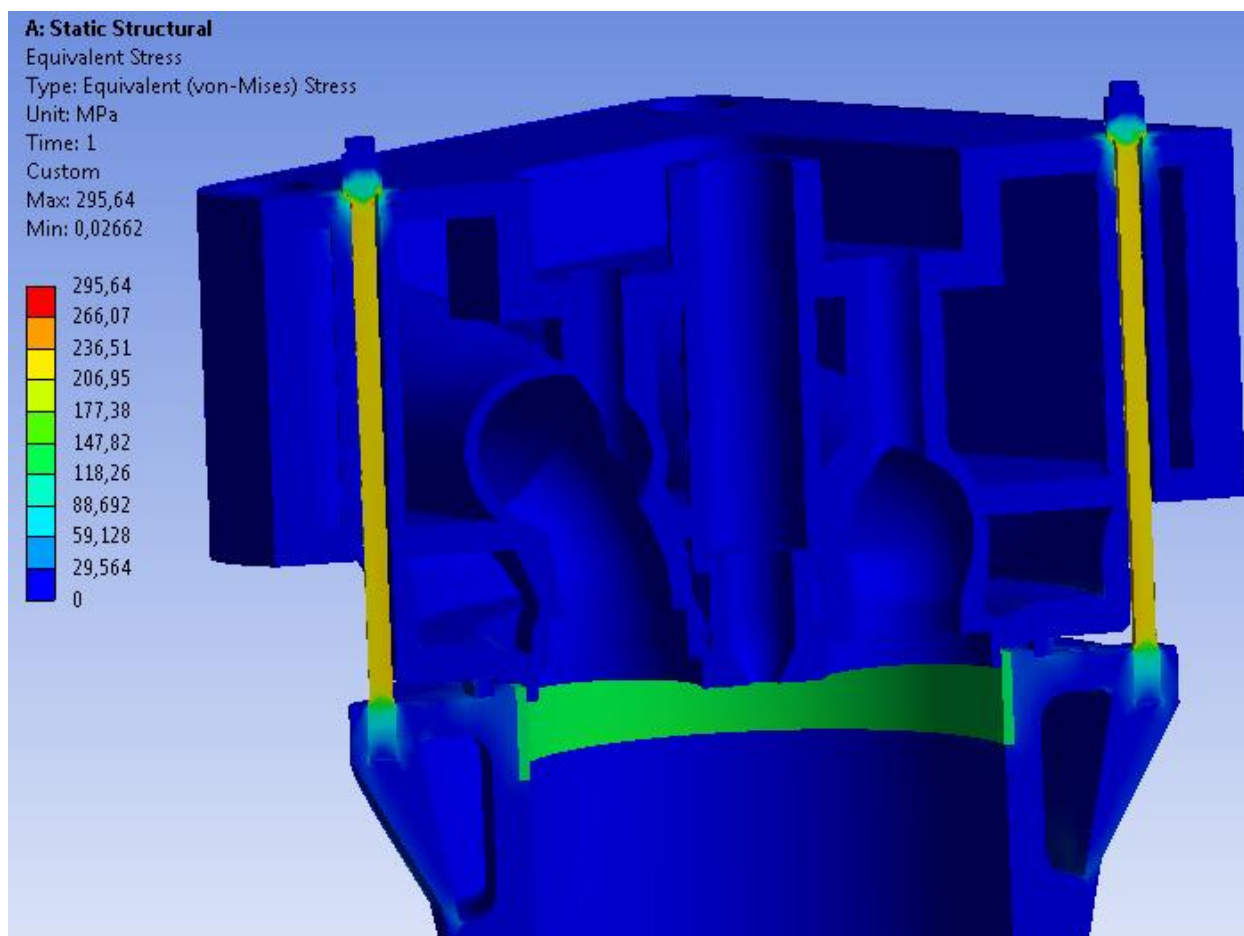


Рис.12 Интенсивность напряжений, σ_i , МПа

Соответственно осевое напряжение для шпилек диаметром 13 мм должно быть равным около 155 МПа.

На рис. 12 показана интенсивность напряжений от затяжки шпилек.

Максимальные напряжения в верхней части втулки составили в месте сопряжения со шпильками 40 МПа. Напряжения в крышке в месте сопряжения с втулкой не превышают 20 МПа. Затяжка на НДС жарового кольца практически не повлияла.

3.3. Расчет напряженно-деформированного состояния втулки, крышки и блока цилиндра от общих монтажных усилий

После предварительной затяжки втулки и крышки узел устанавливается в блок. Уплотнение газового стыка обеспечивается затяжкой 4-х силовых шпилек, связывающих блок, втулку и крышку с осевым усилием 60...65 тн.

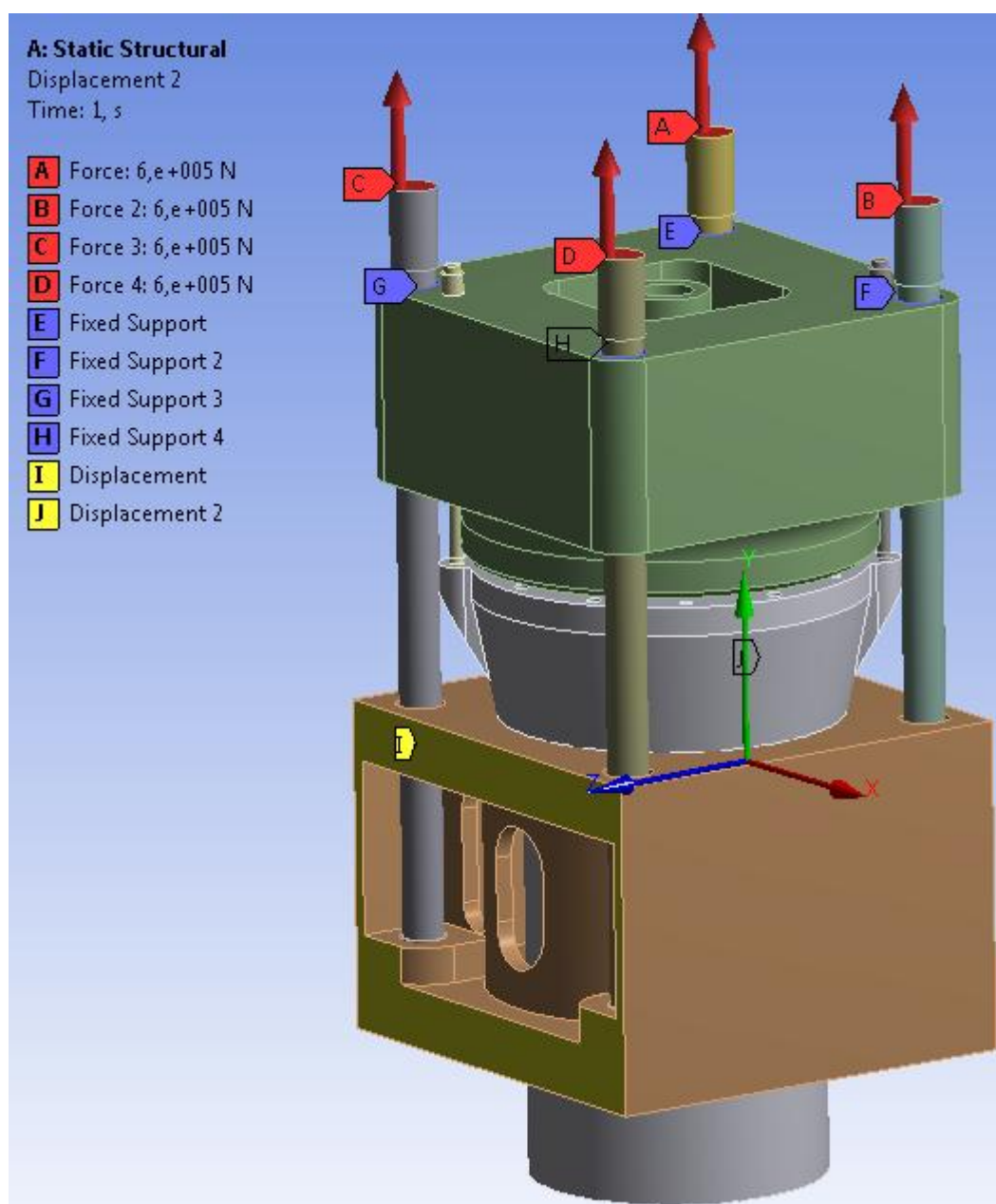


Рис.13 Твердотельная модель сборочного узла с условиями дополнительного нагружения и закрепления

Шпильки закрепляются в блоке через жесткую связь (bonded) в местах контактного взаимодействия. Далее шпильки нагружаются осевыми нагрузками 60 тн. Закрепление сборки осуществляется через запрещение осевых перемещений (по оси Y) по кромкам отверстий под силовые шпильки в верхней части крышки. Кроме того, задано условие симметрии по плоскостям выреза поперек оси двигателя. На рис. 13 показана твердотельная модель сборочного узла с условиями дополнительного нагружения и закрепления.

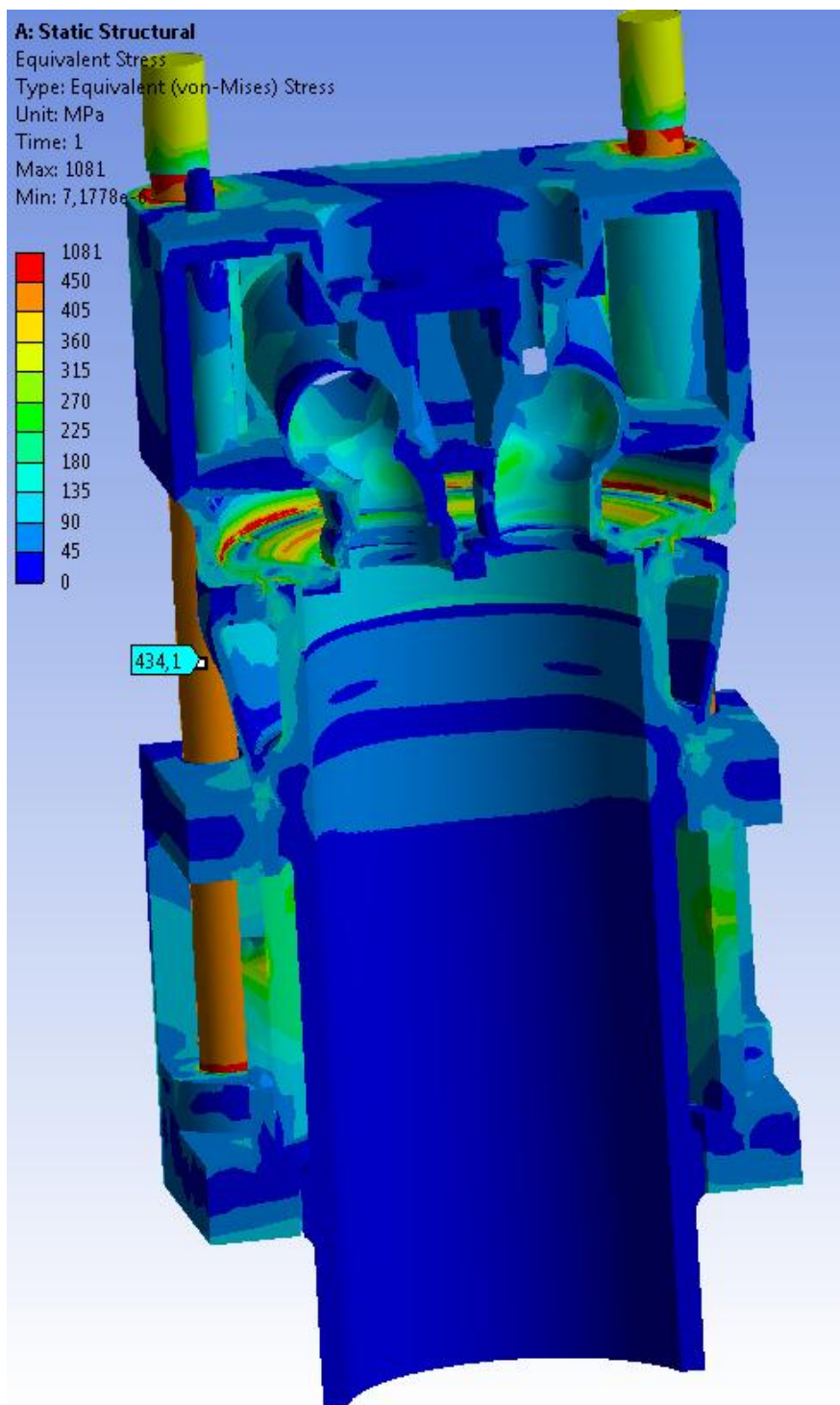


Рис.14 Интенсивность напряжений от затяжки силовых шпилек

На рис. 14 показана интенсивность напряжений от затяжки силовых шпилек.

Следует отметить, что предварительная затяжка крышки и втулки после затяжки силовыми шпильками полностью снимается.

Максимальные напряжения находятся в верхней части втулки внизу полости охлаждения и достигают 300МПа.

Напряжения в крышке находятся в нижней части полости охлаждения в зоне сопряжения с вертикальной стенкой и достигают 500МПа. Следует отметить, что напряжения носят локальный характер, находятся в зоне концентрации напряжений и для уточненного расчета необходимо более детальное описание геометрии данного места.

Напряжения в силовых шпильках составили 434 МПа.

Наиболее опасными для чугуна являются растягивающие напряжения (рис. 15). Максимальные напряжения находятся на поверхности днища со стороны охлаждения и достигают 447МПа.

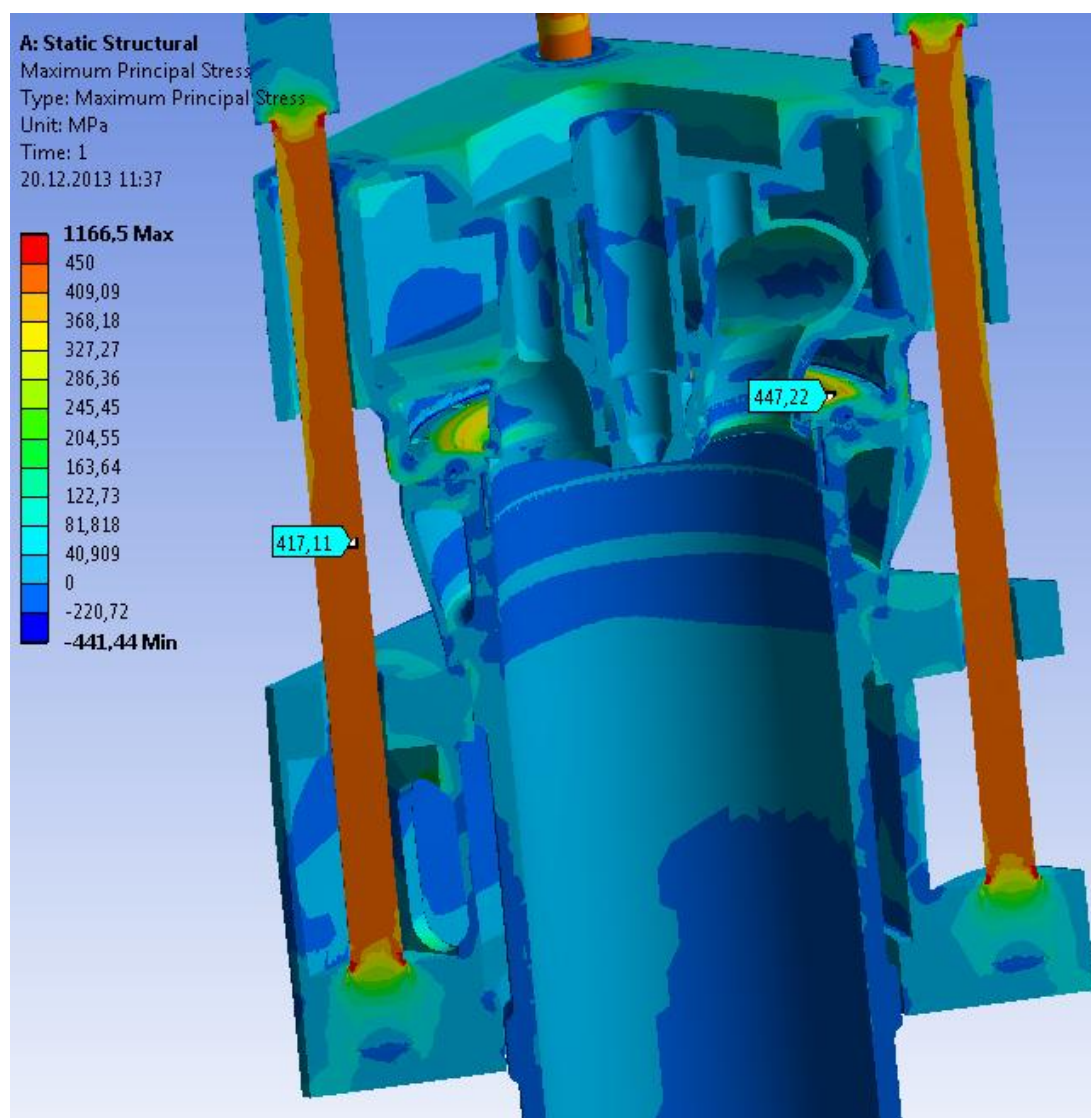


Рис.15. Главные растягивающие напряжения, σ_1 , МПа

Напряжения в блоке (рис. 16) в местах овальных вырезов в ребрах жесткости достигают 430 МПа.

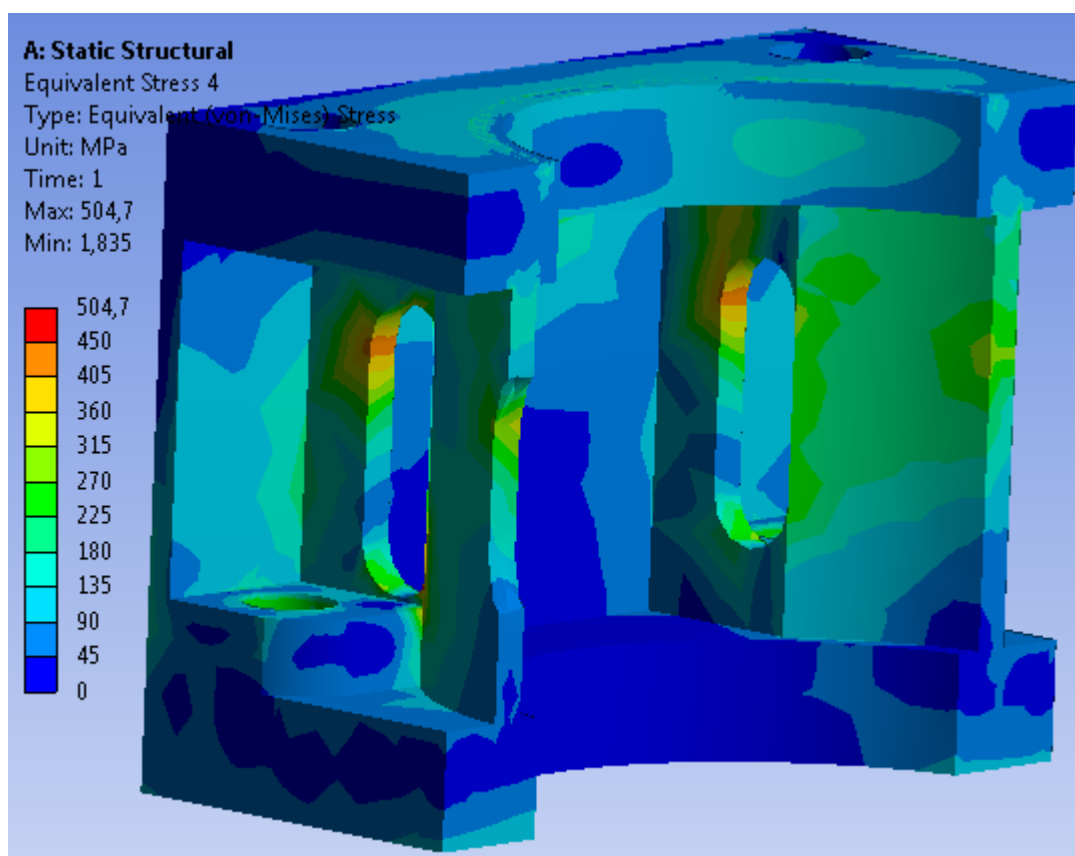


Рис.16 Интенсивность напряжений в блоке, σ_i , МПа

На рис. 17 приведено контактное давление между прокладкой и крышкой.

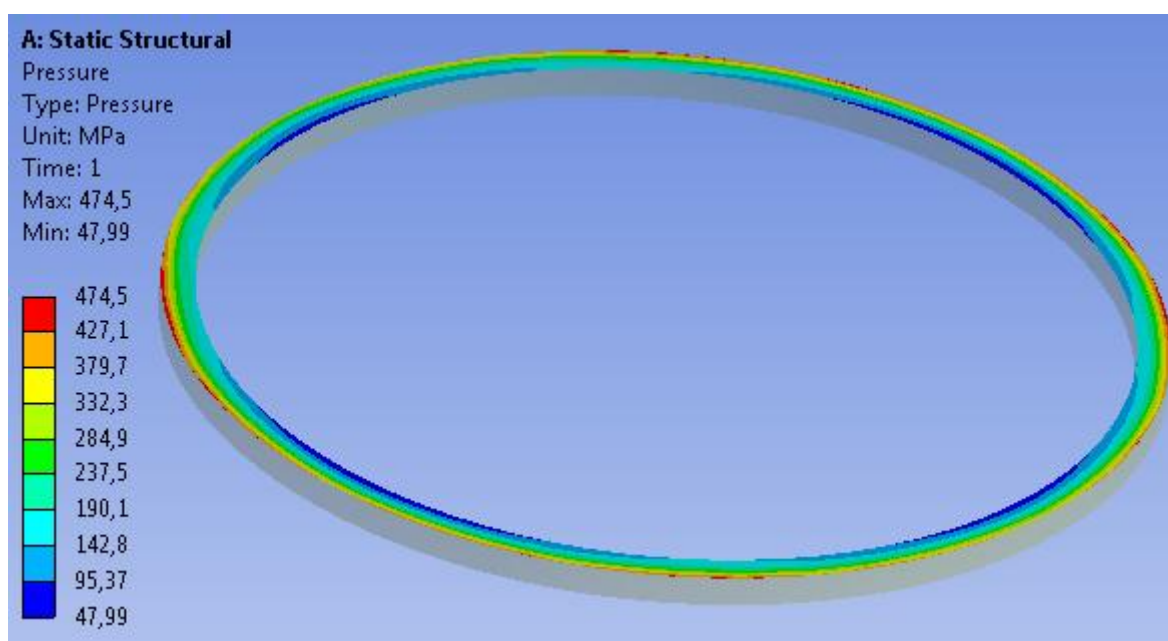


Рис.17 Контактные напряжения обжатия прокладки

Можно отметить относительную равномерность обжатия прокладки по периметру и неравномерность по ширине прокладки. Перепад контактного давления по ширине прокладки составил от 48 до 475 МПа.

С учетом значительных напряжений в месте сопряжения вертикальных боковых стенок с огневым днищем со стороны охлаждения была модернизирована конечно-элементная модель крышки цилиндра с более детальным описанием геометрии данного места (учтены скругления радиусом 10мм).

На рис. 18, 19 показаны распределения интенсивности напряжений и главных растягивающих напряжений в крышке соответственно.

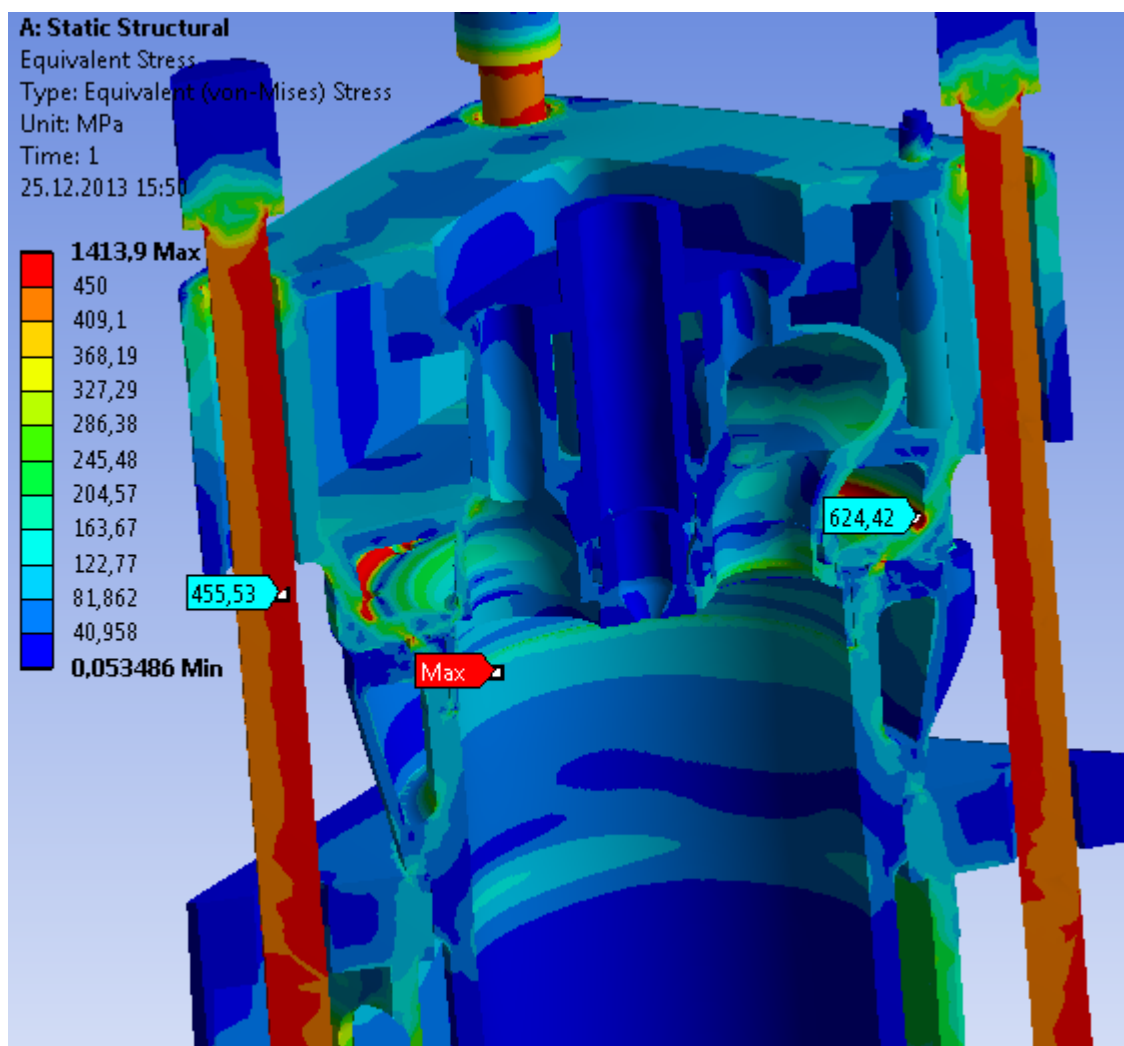


Рис.18 Интенсивность напряжений зоне концентрации напряжений с учетом описания концентраторов огневого днища, σ_i , МПа

Максимальные напряжения в зоне сопряжения вертикальных стенок и днища за счет учета скругления снизились на 27,8%, растягивающие напряжения над прокладкой снизились на 37,8%. Таким образом, показана важность детальной разбивки в зонах концентрации напряжений с максимальными напряжениями.

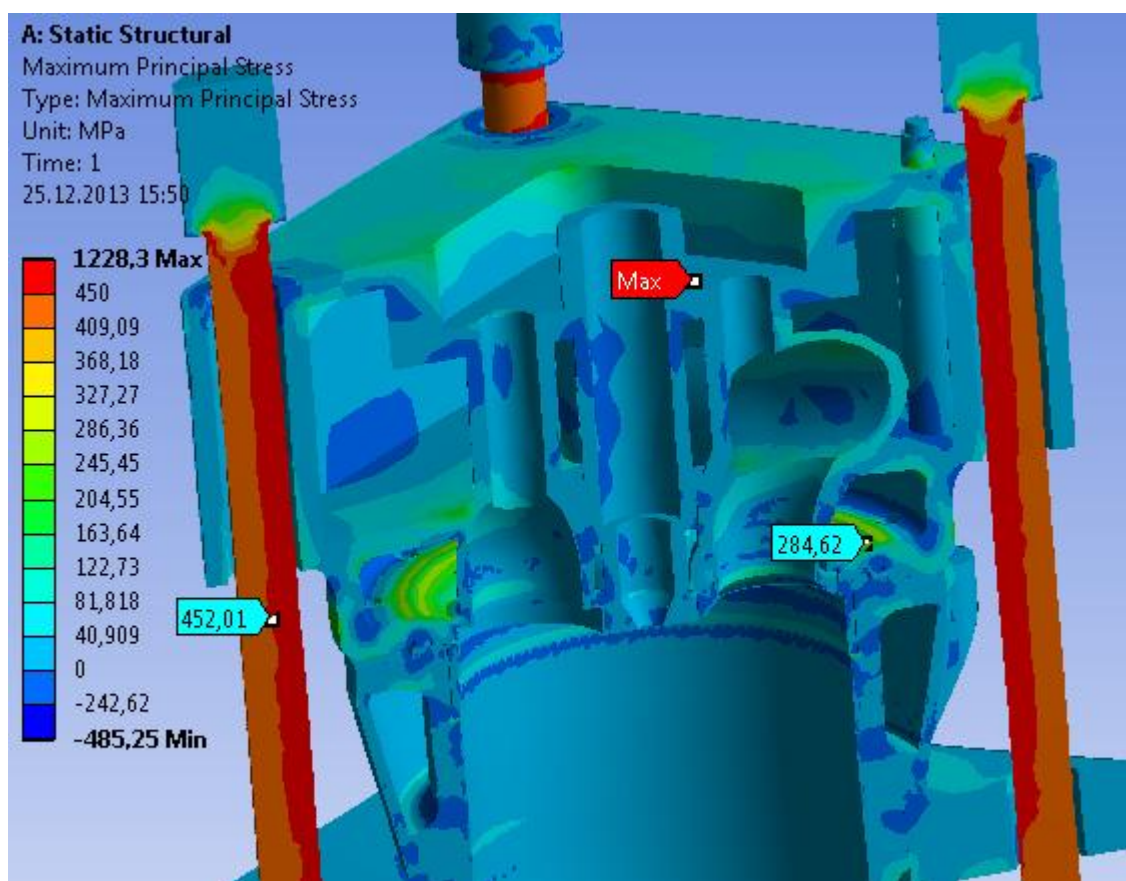


Рис.19 Главные растягивающие напряжения с учетом описания концентраторов огневого днища, σ_1 , МПа

Закключение

В настоящей работе рассмотрена комбинированная конечно-элементная модель всех деталей, образующих газовый стык среднеоборотного дизельного двигателя нового поколения типа ЧН26,5/31, в объемной постановке. На ее основании проведены расчеты задачи по определению напряженно - деформированного состояния сборочного узла, состоящего из втулки цилиндра, крышки цилиндра, верхней части блока и прокладки.

Список литературы

1. Стрелков В.П. Доводка, повышение надежности и технического уровня ДВС нового поколения. М.: Модерат, 2015. 105 с.
2. Конкс Г.А., Лашко В.А. Мировое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта: учеб. пособ. М.: Машиностроение, 2005. 505 с.
3. Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. Конструирование двигателей внутреннего сгорания. 2-е изд. М: Машиностроение, 2011. 496 с.
4. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 720 с.

5. Чайнов Н.Д., Раенко М.И., Рыжов В.А. Прочность теплонапряженных базовых деталей среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 2015. 360 с.
6. Шатров М.Г. Автомобильные двигатели. М: Академия, 2011. 464 с.
7. Nishiyama T., Murakami O., Katsurai, T., Adachi, K. Cylinder Head Gasket for High Combustion Pressure Diesel Engines // *SAE International Journal of Engines*. 2008. Vol. 2, no. 1. С. 941-947. DOI: [10.4271/2009-01-0993](https://doi.org/10.4271/2009-01-0993)
8. Гоц А.Н., Эфрос В.В. Порядок проектирования автомобильных и тракторных двигателей. Владимир: Владимирский гос. ун-т, 2007. 148 с.
9. ГОСТ Р 52857.4-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений. М.: Стандартинформ, 2008. 37 с.
10. Kandregula S., Gupta U., Vyas S. Investigation of Gasket Sealing Behavior of Cylinder Head and Block under Engine Operating Conditions and Its Experimental Verification. SAE Technical Paper 2015-26-0029. SAE, 2015. DOI: [10.4271/2015-26-0029](https://doi.org/10.4271/2015-26-0029)
11. Луканин В.Н., Алексеев И.В. Двигатели внутреннего сгорания. Книга 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС. М.: Высшая школа, 2005. 416 с.
12. Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л., Чайнов Н.Д. Оценка выносливости базовых деталей поршневых двигателей. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. 104 с.
13. Русинковский С.Ю., Чайнов Н.Д. 3-D моделирование граничных условий теплообмена при расчете теплового состояния деталей цилиндро-поршневой группы ДВС // *Двигателестроение*. 2013. № 4. С. 3-8.
14. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. Машиностроение. Энциклопедия. Том IV-14. Двигатели внутреннего сгорания / под общ. ред. А.А. Александрова и Н.А. Иващенко. М.: Машиностроение, 2013. 784 с.

Finite Element Model to Analyze an Installation Load-based Stress-Strain State of the Parts Forming Gas Joint of a Medium-Speed Diesel Engine

N.D. Chainov¹, A.N. Krasnokutskii¹,

[*kapshuk89@gmail.com](mailto:kapshuk89@gmail.com)

A.V. Kapshukov^{1,*}

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: finite element model, stress-strain state, contact task, gas joint, cylinder sleeve, cylinder head, block, gasket, power stud

The paper considers a developed computational model to study a stress-strain state of the assembly unit components of a medium-speed diesel engine of new generation, type CH26.5/31, which comprises a cylinder head, a sleeve, a gasket, a block, two mounting studs and four power studs.

The developed three-dimensional finite element model presented in this article allows us to take into consideration all the components that make up a gas joint, regardless of their geometric complexity. Its use enables us to estimate the cylinder head - gasket - sleeve tightness of sealing when applying the mounting, temperature, and gas loads, to define the stress and strain components of parts, as well as to study the gasket condition, including pressure distribution across its surface.

Based on the results obtained in the study the finite element model of the cylinder head was modified considering a more detailed description of its geometry, thus reducing the principal tensile stresses.

References

1. Ctrelkov V.P. *Dovodka, povyshenie nadezhnosti i tekhnicheskogo urovnya DVS novogo pokoleniya* [Debugging, improving reliability and technical level of internal combustion engine of new generation]. Moscow, Moderat Publ., 2015. 105 p. (in Russian).
2. Konks G.A., Lashko V.A. *Mirovoe dizelestroenie. Kontseptsii konstruirovaniya, analiz mezhdunarodnogo opyta* [World diesel engines. Design concept, analysis of international experience]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2005. 505 p. (in Russian).

3. Chainov N.D., Ivashchenko N.A., Krasnokutskii A.N., Myagkov L.L. *Konstruirovanie dvigatelei vnutrennego sgoraniya*. [Internal combustion engines design]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2011. 496 p. (in Russian).
4. Kavtaradze R.Z. *Teoriya porshnevnykh dvigatelei. Spetsial'nye glavy* [The theory of piston engines. Special chapters]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2008. 720 p. (in Russian).
5. Chainov N.D., Raenko M.I., Ryzhov V.A. *Prochnost' teplonapryazhennykh bazovykh detalei sredneoborotnykh dvigatelei vnutrennego sgoraniya* [The strength of the heat-stressed main parts of medium speed internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2015. 360 p. (in Russian).
6. Shatrov M.G. *Avtomobil'nye dvigateli* [Car engines]. Moscow, Akademiya Publ., 2011. 464 p. (in Russian).
7. Nishiyama T., Murakami O., Katsurai, T., Adachi, K. Cylinder Head Gasket for High Combustion Pressure Diesel Engines. *SAE International Journal of Engines*, 2008, vol. 2, no. 1, pp. 941-947. DOI: [10.4271/2009-01-0993](https://doi.org/10.4271/2009-01-0993)
8. Gots A.N., Efros V.V. *Poryadok proektirovaniya avtomobil'nykh i traktornykh dvigatelei* [Procedure of design of automobile and tractor engines]. Vladimir, VSU Publ., 2007. 148 p. (in Russian).
9. GOST R 52857.4-2007. *Sosudy i apparaty. Normy i metody rascheta na prochnost'. Raschet na prochnost' i germetichnost' flantsevykh soedinenii* [State Standard of RF52857.4-2007. Vessels and apparatus. Norms and methods of strength calculation. Strength and leak-tightness calculation of flange joints]. Moscow, Standartinform Publ., 2008. 37 p. (in Russian).
10. Kandreegula S., Gupta U., Vyas S. *Investigation of Gasket Sealing Behavior of Cylinder Head and Block under Engine Operating Conditions and Its Experimental Verification*. *SAE Technical Paper 2015-26-0029*. SAE, 2015. DOI: [10.4271/2015-26-0029](https://doi.org/10.4271/2015-26-0029)
11. Lukanin V.N., Alekseev I.V. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Kniga 3. Komp'yuternyi praktikum. Modelirovanie protsessov v DVS* [Internal combustion engines. Book 3. Computer workshop. Modeling of processes in internal combustion engines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2005. 416 p. (in Russian).
12. Krasnokutskii A.N., Myagkov L.L., Chainov N.D. *Otsenka vynoslivosti bazovykh detalei porshnevnykh dvigatelei* [Evaluation of endurance of basic parts of piston engines]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2013. 104 p. (in Russian).
13. Russinkovskii S.Yu., Chainov N.D. 3-D Simulation of Heat Exchange Boundary Conditions as a Means of Piston Block Parts' Thermal Analysis. *Dvigatestroyeniye*. 2013, no. 4, pp. 3-8. (in Russian).
14. Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A., et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. Tom IV-14. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical Engineering. Encyclopedia. Volume 4-14. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013. 784 p. (in Russian).