

На правах рукописи

Капшуков Алексей Владимирович

ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ И ПОВЫШЕНИЕ
ГЕРМЕТИЧНОСТИ ГАЗОВОГО СТЫКА ФОРСИРОВАННЫХ
СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Специальность 05.04.02-Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва, 2018

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана) на кафедре «Поршневых двигателей».

Научный руководитель: Чайнов Николай Дмитриевич, доктор технических наук, профессор кафедры «Поршневых двигателей» МГТУ им. Н.Э. Баумана

Научный консультант: Краснокутский Андрей Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Поршневых двигателей» МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: Васильев Александр Викторович, доктор технических наук, профессор кафедры «Теплотехники и гидравлики» ФГБОУ ВО «Волгоградского государственного технического университета»

Раенко Мстислав Иванович, кандидат технических наук, начальник отдела прочности ОАО «Коломенский завод»

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Самарский государственный университет»

Защита диссертации состоится «19» июня 2018 г. в 14:00 ч. на заседании диссертационного совета Д212.141.09 при ФГБОУ ВО МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, Рубцовская наб., д.2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд.947.

Ознакомиться с диссертацией можно в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д.5, МГТУ им. Н.Э.Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан «18» мая 2018 г.

Ученый секретарь диссертационного совета, кандидат технических наук, доцент



Тумашев Р.З.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Исследование ориентировано на четырехтактные среднеоборотные дизели (СОД) с индивидуальными крышками цилиндров с частотой вращения коленчатого вала около 1000 мин^{-1} с диаметром цилиндра 250 - 260 мм, и средним эффективным давлением $p_e = 18-26$ Бар, максимальным давлением цикла $p_{\text{max}} = 200$ Бар и выше. Постоянное повышение параметров рабочего процесса, включая максимальное давление газов в цилиндре предъявляет особые требования к герметичности газового стыка и конструкции деталей, образующих газовый стык двигателя (крышка и втулка цилиндра, прокладка, блок цилиндров), а также расположению и усилию затяжки силовых шпилек.

В настоящее время сохраняется тенденция к повышению агрегатных мощностей среднеоборотных дизелей путем их форсирования по среднему эффективному давлению. Увеличение значений p_e достигается в результате применения турбонаддува с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. При этом удается повысить эффективный КПД двигателя. Одновременно при форсировании при повышении среднего эффективного давления требуется особые меры по обеспечению герметичности газового стыка.

Повышение герметичности стыка является важнейшей задачей, которую приходится решать каждый раз при создании современного высокофорсированного среднеоборотного двигателя, что обуславливает актуальность данной работы.

Целью исследования является разработка методики оценки герметичности газового стыка среднеоборотного дизельного двигателя и методов повышения его работоспособности при максимальном давлении цикла 200 Бар.

Задачи работы. Для достижения поставленной цели предусматривается решение следующих задач:

1. Разработать метод оценки герметичности газового стыка форсированных среднеоборотных двигателей, основанный на определении параметров теплового и напряженно-деформированного состояния (ТНДС) деталей двигателя, образующих его газовый стык, при принятой величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек.

2. Создать объемные твердотельные и конечно-элементные модели деталей, образующих газовый стык среднеоборотного дизельного двигателя, позволяющие оценить уровень температур и напряжений в базовых деталях, формирующих газовый стык, при заданном уровне форсирования двигателя и принятой величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек.

3. Оценить адекватность разработанных конечно-элементных моделей для расчета теплового и напряженно-деформированного состояния деталей, формирующих газовый стык, сравнением результатов расчета с данными эксперимента на работающем двигателе.

4. Оценить герметичность газового стыка форсированного среднеоборотного дизельного двигателя типа ЧН26,5/31 на различных режимах работы при среднем эффективном давлении 25,8 Бар, максимальном давлении цикла 200 Бар.

5. Выдать рекомендации по выбору параметров конструкции элементов, образующих газовый стык двигателя, и усилию затяжки силовых шпилек.

Научная новизна работы заключается в разработанном методе оценки герметичности газового стыка форсированных среднеоборотных двигателей, основанном на определении параметров теплового и напряженно-деформированного состояния деталей двигателя, образующих его газовый стык, при принятой величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек.

Методы исследования: поставленная в работе цель достигается сочетанием анализа информационных источников по направлению исследования;

методов расчетного исследования теплового и напряженно-деформированного состояния деталей двигателя, образующих его газовый стык при различных усилиях затяжки силовых шпилек;

методов экспериментального исследования теплового и напряженно-деформированного состояния деталей, образующих газовый стык, применительно к высокофорсированным среднеоборотным дизельным двигателям.

Достоверность и обоснованность научных положений и результатов работы обусловлены использованием математической модели дизельного двигателя, составленной на основе известных фундаментальных законов и уравнений теорий упругости и теплообмена. Достоверность научных положений обоснована сопоставлением результатов, полученных при расчетном исследовании, с данными экспериментов на работающем двигателе.

Практическая значимость работы состоит в следующем:

1. Разработанная методика позволяет производить расчет герметичности газового стыка форсированных среднеоборотных двигателей на основании определения теплового и напряженно-деформированного состояния деталей двигателя, образующих его газовый стык, при принятой величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек.

2. Предложен алгоритм расчетов оценки герметичности газового стыка вновь проектируемых и находящихся в эксплуатации среднеоборотных двигателей.

3. Показана эффективность использования модифицированной прокладки с кольцевой проточкой для уплотнения газового стыка форсированного СОД.

Положения, выносимые на защиту:

1. Методика оценки герметичности газового стыка форсированного среднеоборотного дизельного двигателя, основанная на определении теплового и напряженно-деформированного состояния деталей двигателя, образующих его газовый стык.

2. Способ повышения герметичности газового стыка форсированного среднеоборотного дизельного двигателя, использующий рациональную конструкцию уплотняющей прокладки.

Апробация работы Основные положения диссертационной работы были представлены на: НТК: «Студенческая весна» МГТУ им. Н.Э. Баумана (г. Москва, 2015 г.); заседании кафедры поршневых двигателей МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, 2016-2017 г.); международной конференции «Двигатель 2017», посвященной 110 летию школы двигателестроению МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, 2017 г.).

Публикации: основные положения диссертации отражены в 3 научных работах, опубликованных в журналах, входящих в Перечень ВАК РФ. Общий объем основных работ - 2,94 п. л.

Структура и объем работы Диссертация состоит из введения, четырех глав, общих выводов, списка литературы и приложения. Она включает 141 страницу основного текста, содержащего 16 таблиц и 64 рисунка, а также списка литературы из 126 наименований и 1 страницы приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении представлен объект исследования. Сформулировано общее направление исследования.

В первой главе проведен анализ работ, научно-технической и нормативной документации, посвященной конструкции узла газового стыка форсированных среднеоборотных дизелей. Были выделены основные типы конструкций узла газового стыка, определяющиеся типом и способом установки втулки в блоке цилиндров - подвесные втулки и втулки с опорой на верхнюю плиту блока цилиндров, представлены их конструктивные особенности, определяющие максимально допустимое давление газа в цилиндре p_c . Рассмотрены основные типы прокладок, применяющиеся в форсированных среднеоборотных дизелях.

Также в первой главе приведена существующая методика расчета газового стыка, сводящаяся к расчету силовых шпилек, скрепляющих детали, образующие газовый стык. Недостатком такого подхода является невозможность учета особенности конструкций деталей, образующих газовый стык и их теплового состояния на различных режимах работы двигателя. Данная

методика ориентирована на расчет фланцевых соединений и может применяться лишь в качестве первого шага при расчете газового стыка (предварительного выбора сил затяжки).

Расчет герметичности газового стыка СОД при циклических нагрузках соединения должен проводиться с учетом теплового и напряженно-деформированного состояния элементов узла, в частности локального характера распределения давления по поверхности стыка при затяжке и его изменения при работе двигателя.

На основании проведенного литературного обзора обоснован выбор темы, сформулирована цель работы и сформированы задачи исследования:

1. Разработать метод оценки герметичности газового стыка форсированных среднеоборотных двигателей, основанный на определении параметров теплового и напряженно-деформированного состояния (ТНДС) деталей двигателя, образующих его газовый стык, при принятой величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек.

2. Создать объемные твердотельные и конечно-элементные модели деталей, образующих газовый стык среднеоборотного дизельного двигателя, позволяющие оценить уровень температур и напряжений в базовых деталях, формирующих газовый стык, при заданном уровне форсирования двигателя и принятой величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек.

3. Оценить адекватность разработанных конечно-элементных моделей для расчета теплового и напряженно-деформированного состояния деталей, формирующих газовый стык, сравнением результатов расчета с данными эксперимента на работающем двигателе.

4. Оценить герметичность газового стыка форсированного среднеоборотного дизельного двигателя типа ЧН26,5/31 на различных режимах работы при среднем эффективном давлении 25,8 Бар, максимальном давлении цикла 200 Бар.

5. Выдать рекомендации по выбору параметров конструкции элементов, образующих газовый стык двигателя, и усилию затяжки силовых шпилек.

Во второй главе изложена методика расчета теплового и напряженно-деформированного состояния деталей, формирующих газовый стык среднеоборотных дизелей методом конечных элементов.

Учитывая сложную геометрию крышки и втулки цилиндров (с полостями охлаждения), анализ ТНДС системы элементов, образующих газовый стык, следует проводить с помощью объемных (3-х мерных) конечно-элементных моделей. В работе приведены основные зависимости метода конечных элементов (МКЭ) при оценке теплового и НДС состояния базовых узлов и деталей двигателя, включающих резьбовые соединения. В обоих случаях решение задачи сводится к решению систем линейных алгебраиче-

ских уравнений (СЛАУ) относительно узловых значений температур в случае задачи теплопроводности и узловых перемещений в случае задачи определения НДС.

Применительно к современным высокофорсированным среднеоборотным дизелям с максимальным давлением газов в цилиндре порядка 200 бар и выше важное значение имеет адекватное описание работы резьбового соединения сборки втулки цилиндра и шпилек, крепящих крышку цилиндра и образующих вместе с прокладкой газовый стык двигателя.

При моделировании резьбового соединения в трехмерной постановке можно использовать непосредственное соединение деталей - «склеивание» (glue). «Склеивание» (совмещение границ объемов) используется для создания модели, состоящей из соприкасающихся (смежных) объектов, путем наложения граничений в зоне стыков (взаимодействий). Такой прием может использоваться только для моделей с малыми перемещениями.

Для подтверждения допустимости применения «склеивания» при расчете взаимодействия шпильки с деталью, в которую шпилька вворачивается, был проведен расчет в осесимметричной постановке с взаимодействием между витками резьбы через контактные элементы (Рис. 1) и расчет, в котором сопряжение между втулкой и шпилькой было обеспечено «склеиванием» (Рис. 2).

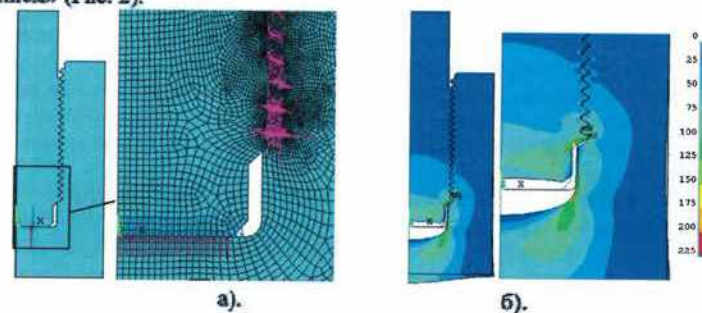


Рис. 1.

Расчетная модель (а) и эквивалентные напряжения от усилий вворачивания шпилек, МПа (б)

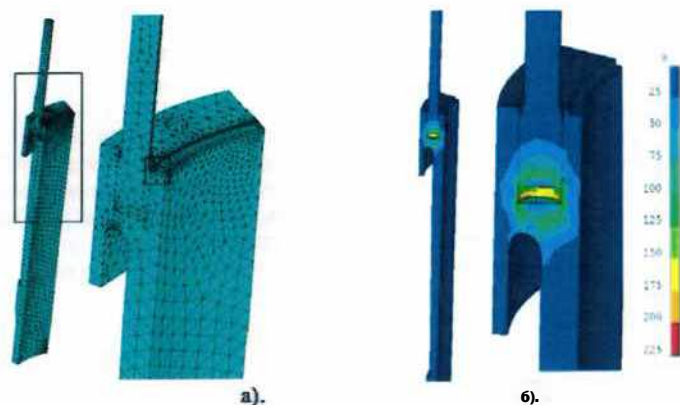


Рис. 2.

Конечно-элементная модель части втулки с шпильками (а) и эквивалентные напряжения от усилий вворачивания шпилек, МПа (б)

Результаты расчетов показывают, что различия напряжений по виткам резьбового соединения, полученные методом «склеивания» составляет не более 11% в сравнении с результатами, полученными с применением контактных элементов. Достаточно близкие результаты приводятся в известной работе Биргера И. А. Следовательно, при моделировании резьбового соединения в трехмерной постановке можно использовать непосредственное соединение деталей «склеиванием».

Необходимость 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 опасность для прочности деталей, образующих газовый стык (в частности, крышек цилиндров и самих шпилек). Чтобы стык был герметичным, по всей площади по обеим сторонам плоской прокладки должны действовать сжимающие усилия. Минимальные значения давления по площади прокладки при отсутствии сжатия в цилиндре $P_{\text{сж}}$. В результате повышения давления газа в цилиндре до значения p , величина давления на поверхностях прокладки снижается до $P_{\text{сж}}$. Для обеспечения герметичности $P_{\text{сж}}$ во всех случаях должно быть больше 0.

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 , то есть превышение величины сжимающих усилий (минимальное давление на поверхности прокладки P^* .) над величиной снижения этого давления в момент приложения газовой нагрузки ΔP (момент вспышки).

$$\Delta P = \frac{P_{\text{сж}} - P_{\text{сж}}}{C_{\text{сж}}} \quad (1)$$

При бесконечной жесткости элементов газового стыка $P_{\text{сж}} = P_{\text{сж}}$, $\kappa =$

*. В случае $\kappa = 0$, $\kappa = 1$, герметичность стыка не обеспечивается.

По рекомендациям ОАО «Коломенский завод», применительно к среднеоборотным дизельным двигателям, для обеспечения герметичности газового стыка κ должно находиться в пределах 1,5 - 2,5. Чем больше κ тем больше уплотнен стык при данном значении p .

Чтобы оценить величину κ требуется выполнить комплекс расчетов. По определению ТНДС деталей, образующих узел газового стыка при различных усилиях затяжки силовых шпилек, выбрав рациональную величину усилия предварительной затяжки.

При расчете фланцевых соединений, элементы которых имеют в отличие от элементов газового стыка ДВС более простую геометрию (труба и кольцевой фланец), используют известную формулу оценки усилий предварительной затяжки

$$P_{\text{з}} = m \pi D_{\text{ср}} b_0 P_{\text{з}}, \quad \text{где} \quad (2)$$

m - прокладочный коэффициент (эмпирическая величина, определяется из опыта);

b_0 - эффективная ширина прокладки;

$D_{\text{ср}}$ - расчетный диаметр прокладки.

Приведенная формула использовалась для оценки исходного значения усилия предварительной затяжки силовых шпилек СОД при расчете герметичности газового стыка по разработанной методике. Применительно к дизелю 4Н26.5/31 исходное значение усилия затяжки в соответствии с формулой (2) составило $P_{\text{з}} = 519,9$ кН (51,99 тс). Для первой итерации расчета принято усилие затяжки 600 кН (60 тс) с некоторым запасом.

Третья глава посвящена верификации предлагаемой математической модели на основании данных эксперимента, выполненного на АО «Коломенский завод», в котором фиксировались результаты тензометрирования и термометрирования элементов газового стыка СОД типа 16ЧН26/26 и 16ЧН26.5/31.

Испытания по измерению температур деталей ЦПГ дизеля 16Д49, были приведены в соответствии с программой и методикой завода с целью определения температурного состояния крышки и втулки цилиндра на номинальном режиме (Рис. 3).

При исследовании теплового состояния втулки и крышка цилиндров были специально доработаны для установки термопар. Термопары во втулке и крышке расположены в местах с предполагаемой максимальной температурой. Указанные области были предварительно определены при помощи конечно-элементного расчета стационарного температурного поля теплонапряженных деталей на номинальном режиме работы двигателя. Во втулке установлены термопары хромель-копелевые с рабочим диапазоном измерения от - 200 °С до + 800. Так как крышка воспринимает более высокие температуры, а лей установлены термопары хромель-алюмелевые с рабочим диапазоном измерения от - 200 °С до + 1100.

На основании эксперимента по термометрированию деталей, образующих камеру сгорания, можно сделать заключение, что максимальная температура во втулке получена термопарами №18 (269°) и 20 (294°), расположенными в верхней части втулки за жаровым кольцом. Огневое днище крышки имеет достаточно однородное тепловое поле, максимальная температура 375 °С зарегистрирована термопарой №1 в перемычке между выпускными клапанами.

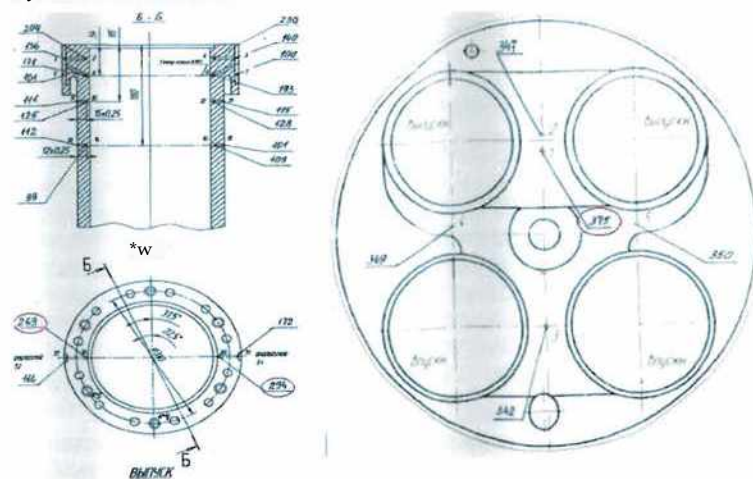


Рис. 3.

Расположение термопар и результаты термометрирования деталей узла газового стыка дизеля 16Д49 на номинальном режиме

Также было проведено экспериментальное определение напряженно-деформированного состояния крышки, втулки и верхнего пояса блока от действия монтажных усилий при усилии затяжки 450 кН (45 тс) (Рис. 4). Работы выполнялись на одноцилиндровом отсеке чугунного цельнолитого блока цилиндров дизеля 12ЧН26.5/31 с штатными деталями, входящими в соединение «втулка крышка».

В силовых шпильках растягивающие напряжения не превышают 390 МПа, в местах установки тензодатчиков во втулке и крышке (Рис. 4) получены сжимающие монтажные напряжения, максимальная величина которых в огневом днище составляет - 120 МПа, в зоне сопряжения днища с вертикальной стенкой крышки - 130 МПа, в верхнем поясе втулки цилиндра их величина не превышает - 13,2 МПа.

Следует заметить, что в случае крышки цилиндра речь идет о наружных поверхностях. В месте сопряжения днища крышки с боковой стенкой в полости охлаждения возникают достаточно высокие растягивающие напряжения, определенные по данным конечно-элементного расчета. Величина этих напряжений должна приниматься во внимание при конструировании крышки цилиндра форсированного среднеоборотного дизельного двигателя.

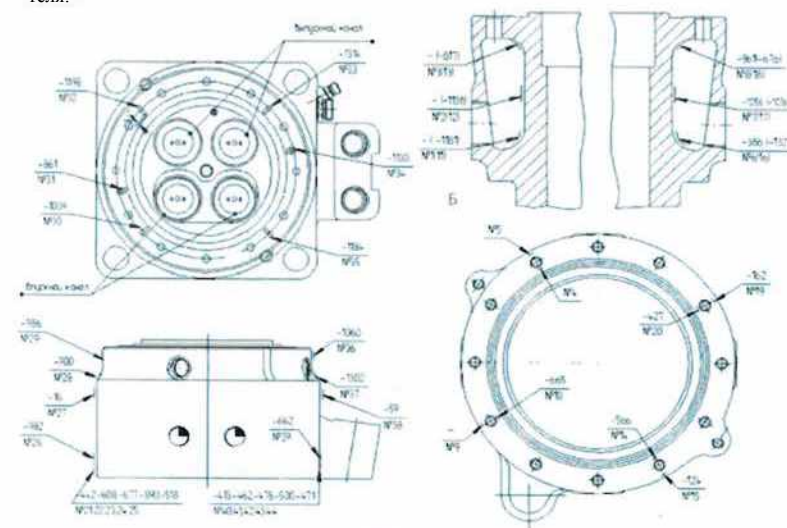


Рис. 4.

Расположение тензодатчиков и результаты тензометрирования деталей узла газового стыка дизеля 12А1126,5/31. Напряжения приведены в «/си²», для перехода в МПа необходимо разделить значения на 10

И на основании результатов эксперимента можно считать, что предлагаемая математическая модель позволяет достаточно точно определять параметры теплового и напряженно-деформированного состояния деталей, образующий газовый стык, необходимые при оценке его герметичности.

Четвертая глава посвящена расчету герметичности газового стыка среднеоборотного двигателя в соответствии с изложенным методом, включающем математическое моделирование ТНДС деталей, образующий газовый стык среднеоборотного дизеля и расчет распределения давления по площади уплотняющей прокладки между крышкой и втулкой цилиндра.

Уплотнение газового стыка обеспечивается затяжкой силовых шпилек, связывающих блок, втулку и крышку. Для оценки теплового и напряженно-деформированного состояния узла газового стыка используется трехмерная конечно-элементная модель сборки втулки, жарового кольца, крышки цилиндра и верхней части блока с контактным взаимодействием через зону расположения прокладки (Рис. 5), построенную на основании твердотельной модели сборки.

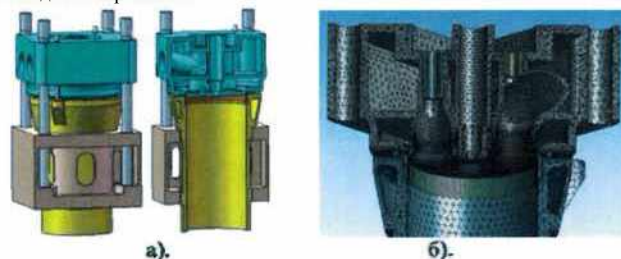


Рис. 5.

Твердотельная (а) и конечно-элементная модель (б) сборки блока, втулки и крышки двигателя типа ЧШ26.5/31

Для выполнения расчетов согласованных граничных условий теплообмена крышки цилиндра с клапанами и втулки использован комплекс программ «1_C_E», созданный на кафедре поршневых двигателей МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Результаты расчета условий теплообмена согласованных температурных полей крышки и клапанов, а также втулки на номинальном режиме работы ($p_c = 25,8$ Бар, $n = 1000$ об/мин.) двигателя типа ЧШБ³/31 приведены на Рис. 6.

Крышка цилиндров являются одной из наиболее теплонпряженных деталей дизеля. Тепловой поток в крышку цилиндра превосходит тепловой поток в поршень. Максимальная температура крышки находится со стороны

камеры сгорания в зоне межклапанной перемычки впускных каналов и составляет 406 °С. Зона крышки со стороны камеры сгорания около выпускных каналов является менее нагретой, так как выпускные седла рассматриваемой крышки охлаждаются (температура достигает 360° С).

Температура на значительной части рабочей поверхности втулки невелика, равномерно распределена по окружности и колеблется в диапазоне от 130 до 225 °С.

В рассматриваемой конструкции втулки цилиндра форсированного среднеоборотного дизельного двигателя жидкостному охлаждению подлежит только верхняя, наиболее нагреваемая при работе часть втулки. Во избежание чрезмерного охлаждения нижней части втулки цилиндра, на протяжении иримерно - части зеркала втулка не охлаждается.

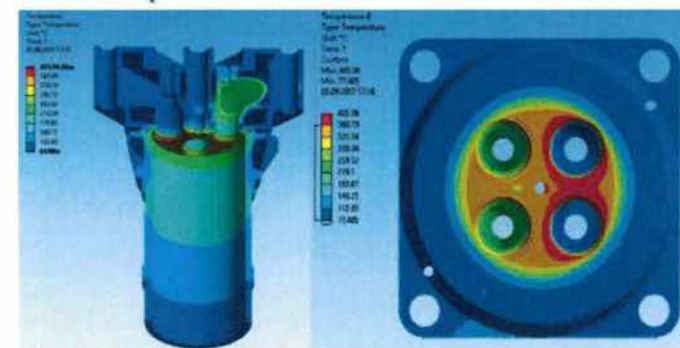


Рис. 6.

Температурное поле сборки крышки с втулкой на номинальном режиме работы двигателя типа ЧН26,5/31

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, приведённая ранее. Уплотнение газового стыка обеспечивается затяжкой 4-х силовых шпилек, связывающих блок, втулку и крышку с усилием 600 кН (60 тс).

На Рис. 7 показаны главные растягивающие напряжения, возникающие в сборочном узле. Максимальные растягивающие напряжения в 495 МПа возникают со стороны полости охлаждения ближе к неохлаждаемому седлу впускного клапана. Максимальные напряжения во втулке относительно невысоки и возникают в месте контакта с блоком, достигая 310 МПа. Максимальные растягивающие напряжения в силовых шпильках составляют 425 МПа.

Также показаны результаты исследования контактного давления обжатия прокладки газового стыка СОД типа 4Н26.5/31 при усилии затяжки 600 кН (60 тс). Перепад контактного давления по ширине прокладки составил от 29 до 203 МПа. Наибольшие сжимающие напряжения возникают со стороны внешнего диаметра прокладки, где максимален изгибающий момент от усилий затяжки шпилек. Значительные сжимающие напряжения в этом месте обусловлены краевым эффектом при контакте двух тел, при этом

$$k = \frac{50}{50 - 29} = 2,381.$$

Таким образом в рассматриваемом случае герметичность газового стыка обеспечивается в полной мере. Однако при затяжке шпильки 600 кН (60 тс) напряжения в силовых шпильках и крышке оказываются чрезмерными (предел прочности ВПЧ при растяжении 700 МПа).

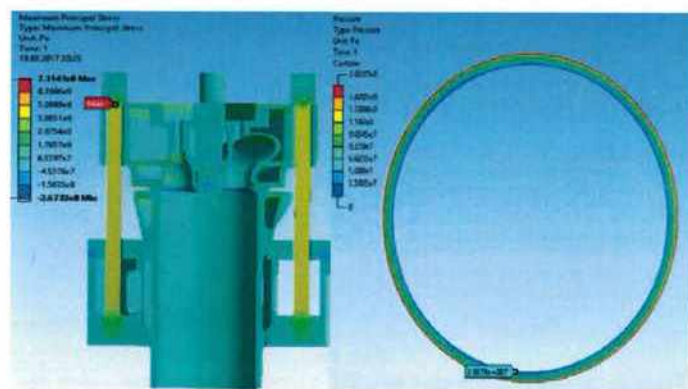


Рис. 7.

Распределение напряжений в деталях газового стыка (а) и контактное давление обжатия прокладки (б) двигателя типа 41126,5/31 при усилии затяжки силовых шпилек 600 кН (60 тс)

Было проведено определение напряжений в крышке, втулке и верхнем поясе блока от действия монтажных усилий затяжки, тепловой и газовых нагрузок при усилии затяжки 450 кН (45 тс) (Рис. 8).

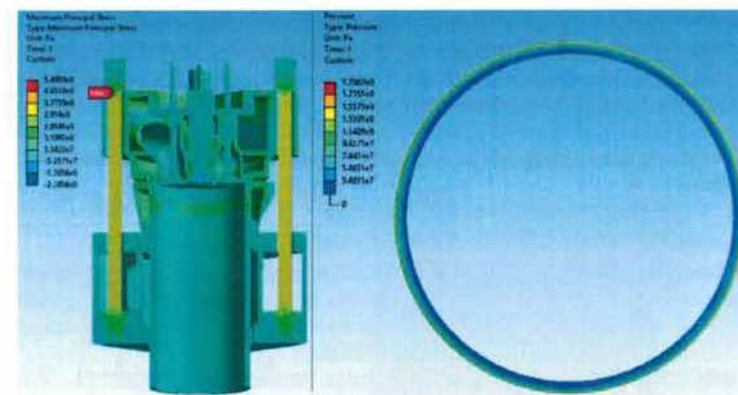


Рис. 8.

Распределение напряжений в деталях газового стыка и контактное давление обжатия прокладки двигателя типа ЧН26,5/31 при усилии затяжки силовых шпилек 450 кН (45 тс)

Максимальные главные растягивающие напряжения в шпильках снизились с 425 МПа до 319 МПа. В крышке максимальные растягивающие напряжения 475 МПа возникают со стороны полости охлаждения ближе к неохлаждаемому седлу впускного клапана. Максимальные напряжения во втулке относительно невысоки, возникают в месте контакта с блоком и достигают 302 МПа.

Расчет сжимающих напряжений (давлений) на прокладке доказывает, что давление обжатия при уменьшении усилия затяжки силовых шпилек снизилось. Давление на внутреннем диаметре прокладки уменьшилось до 0 МПа, а на внешнем диаметре составило 180 МПа, при этом нет в одного сектора, пропускающего давление, но имеется концентрация избыточного давления на внешнем диаметре прокладки. Следует заметить, что снижение усилия затяжки с 600 кН (60 тс) до 450 кН (45 тс) позволило улучшить напряженно-деформированное состояние элементов газового стыка. При этом распределение контактного давления по площади прокладки оказывается весьма неравномерным. В этом случае на поверхности прокладки появляются зоны отсутствия давления.

Общим недостатком рассмотренного уплотнения газового стыка при затяжке силовых шпилек 600 кН (60 тс) и 450 кН (45 тс) является значительная неравномерность распределения контактных напряжений по ширине прокладки, их концентрация на внешнем диаметре прокладки (краевой эффект).

Для уменьшения краевого эффекта и обеспечения более равномерного распределения контактного давления по ширине прокладки, предлагается использовать уплотнение камеры сгорания двигателя прокладкой прямоугольного поперечного сечения из жаростойкой стали с разгрузочной канавкой эллиптической формы по наружной боковой поверхности (Рис. 9), предложенная сотрудниками АО «Коломенский завод» Расхо М. И. и Ры-

жовым В. А.

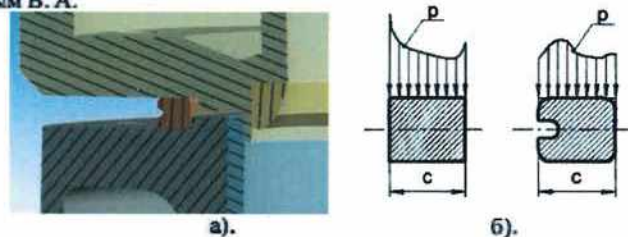


Рис. 9.

Твердотельная модель узла газового стыка с модернизированной прокладкой (а) и внешний вид стандартной и модернизированной прокладок и распределение контактного давления по ширине (б)

На Рис. 9 показан характер распределения контактных давлений по ширине прокладки без разгрузочной канавки (слева) и прокладки с разгрузочной канавкой (справа).

Результаты расчета ТНДС состояния узла газового стыка от совместного действия усилий затяжки силовых шпилек 450 кН (45 тс), тепловой и газовых нагрузок с применением прокладки с эллиптической проточкой представлены на Рис. 10.

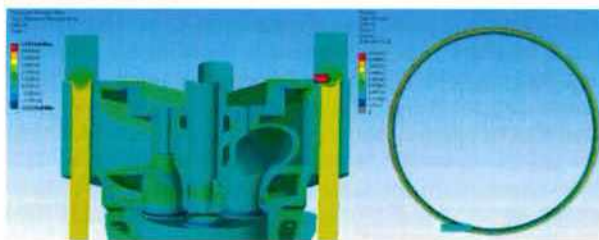


Рис. 10.

Распределение напряжений в деталях газового стыка и контактное давление обжатия прокладки двигателя типа ЧН26.5/31 при усилии затяжки силовых шпилек 450 кН (45 тс) с прокладкой с разгрузочной канавкой

При незначительном изменении теплового и напряженно-деформированного состояния удалось значительно снизить краевой эффект, проявлявшийся на наружном диаметре прокладки. Контактное давление более равномерно распределяется по ее ширине и изменяется в диапазоне от 15 МПа на внутреннем диаметре до « МПа на внешнем, секторы, пропускающие давление отсутствуют. При применении прокладки с разгрузочной ка-

навки коэффициент k равен $k = \frac{25,2}{1,5} = 17$.

Таким образом, при равном усилии затяжки и опорной поверхности прокладки прокладка с эллиптической проточкой обеспечивает герметичность и наиболее равномерное обжатие по площади газового стыка, что должно повысить его уплотнение в течение длительного времени.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработан метод оценки герметичности газового стыка форсированных среднеоборотных двигателей, основанный на определении параметров теплового и напряженно-деформированного состояния деталей двигателя, образующих его газовый стык, при принятой величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек.
2. Созданы объемные твердотельные и конечно-элементные модели деталей, образующих газовый стык среднеоборотного дизельного двигателя, позволяющие оценить уровень температур и напряжений в базовых деталях, формирующих газовый стык, при заданном уровне форсирования двигателя и принятой величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек.
3. Применительно к рассматриваемому классу среднеоборотных дизелей показано удовлетворительное подтверждение результатов математического моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния элементов, образующих газовый стык, данными натурных экспериментов на работающем среднеоборотном дизельном двигателе, что подтверждает адекватность использованных в работе конечно-элементных моделей.
4. Оценена герметичность газового стыка форсированного среднеоборотного дизельного двигателя типа ЧН26.5/31 на различных режимах работы при среднем эффективном давлении 25,8 Бар и максимальном давлении цикла 200 Бар.
5. Исследован вариант прокладки с разгрузочной канавкой, показана эффективность ее использования для уплотнения иwjoboto стыка форсированного среднеоборотного дизельного двигателя при усилии затяжки силовых шпилек 450 кН (45 тс).
6. При применении прокладки с разгрузочной канавкой при совместном действии усилий затяжки силовых шпилек 450 кН (45 тс), тепловой и газовых нагрузок контактное давление более равномерно распределяется* по ее площади и изменяется в диапазоне от 15 МПа на

внутреннем диаметре до 94 МПа на внешнем. В сборочном узле максимальные растягивающие напряжения 472 МПа возникают в крышке со стороны полости охлаждения ближе к неохлаждаемому седлу впускного клапана. Максимальные растягивающие напряжения во втулке относительно невысоки и возникают в месте контакта с блоком, достигая 303 МПа. Максимальные растягивающие напряжения в силовых шпильках составляют 319 МПа. Максимальные растягивающие напряжения в блоке возникают в местах овальных вырезов в ребрах жесткости и не превышают 107 МПа.

Основные публикации, отражающие содержание диссертации:

1. 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. (1,25 п.л. / 0,42 п.л.)
2. Чайнов Н. Д., Краснокутский А. Н., Капшуков А. В. Конечно-элементная модель анализа напряженно-деформированного состояния деталей, образующих газовый стык среднеоборотного дизеля, от монтажных нагрузок // Наука и Образование: Научное издание. 2015. № 11. URL: <http://technomag.edu.ru/jour/article/view/105.html> (дата обращения: 15.10.16). (0,69 п.л. / 0,23 п.л.)
3. Чайнов Н. Д., Краснокутский А. Н., Капшуков А. В. Оценка работоспособности и повышение герметичности газового стыка форсированных среднеоборотных дизелей // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. №6. С. 51-57. (1 п.л. / 0,33 п.л.)

Подписано к печати 05.04.18. Заказ № 201

Объем 1,0 печ.л. Тираж 100 экз.

Типография МГТУ им. Н.Э. Баумана
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5, стр.1
(499) 263-62-01