

Аналогичные результаты были получены при ограничении первой производной для схемы с цилиндрическим толкателем с целью получения заданных значений угла давления в сопряжении. Кроме того, выполнено формирование закона движения толкателя плунжера ТНВД с ограничением на первую производную от его перемещения так, чтобы точки ГНН и ГКН находились на участке его постоянной максимальной скорости.

Таким образом, анализ полученных результатов позволяет сделать вывод о том, что кулачок с участком постоянной максимальной скорости, спрофилированный усовершенствованным численным методом, может дать ряд преимуществ. Удовлетворение требований по габаритным размерам тарелки поступательно движущегося плоского толкателя может быть достигнуто путем ограничения на первую производную его перемещения. С ужесточением этого ограничения уменьшается максимальное значение угла давления в сопряжении кулачок-толкатель при использовании толкателя с цилиндрической поверхностью контакта. Следует отметить, что использование получаемого кулачка с участком постоянной максимальной скорости в ТНВД будет способствовать повышению максимального давления впрыскивания вследствие того, что скорость перемещения плунжера будет максимальна на участке нагнетания. По результатам выполненной работы подана заявка на изобретение.

Литература:

1. Васильев А.В., Григорьев Е.А. Численный метод профилирования кулачка // Инженерный журнал. Справочник. – 2001. - № 10. – С. 26 – 30.
2. Патент Российской Федерации № 1740711, 5F 01 L 1/08. - Кулачок привода клапана / Е.А. Григорьев, А.В. Васильев. - № 4795185/06; Заявлено 23.02.90; Оpubл. 15.06.92, Бюл. № 22. - С. 128.
3. Корчемный Л.В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя: Кинематика и динамика. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1981. – 191 с.
4. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1990. – 352 с.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ НДС КРЫШКИ ЦИЛИНДРА ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ

Чайнов Н.Д., Раенко М.И., Мягков С.П.

(Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана)

Рыжов В.А.

(ОАО «Коломенский завод»)

Крышка цилиндра – ответственная деталь двигателя, которая часто определяет его ресурс. При работе двигателя на крышку одновременно действуют циклические – температурные и механические нагрузки, а также статические – монтажные и технологические нагрузки. На долговечность конструкции решающее воздействие оказывают рабочие температурные напряжения, которые значительно превышают напряжения от сил давления газов и выходят за предел упругости применяемого материала.

Разрушения в виде трещин происходят чаще всего в огневом днище между отверстиями под клапаны и форсунку и имеют термоусталостный (малоцикловый) характер, отличающийся от механической малоцикловой усталости ослабляющим

действием повышенной температуры на свойства материала. Наиболее нагруженными элементами крышки являются межклапанные перемычки огневого днища, которые имеют повышенный уровень температур вследствие невыгодного соотношения площадей нагрева и охлаждения и меньшую жесткость по сравнению со смежными участками. Работа межклапанных перемычек крышки цилиндра происходит в условиях неупругого деформирования материала, что обусловлено высокими напряжениями сжатия от действия рабочих температур в условиях их несвободного теплового расширения. Свободному температурному расширению межклапанных перемычек препятствуют смежные, более жесткие участки огневого днища (периферийная и центральная зона). Степень стеснения межклапанных перемычек определяется коэффициентом жесткости заземления, определяемым соотношением (1). Значения коэффициента для межклапанных перемычек крышек цилиндров лежат в диапазоне 0,7...0,85, а иногда превышают единицу. Дополнительное стеснение межклапанных перемычек происходит за счет собственного теплового расширения смежных участков.

$$k = \frac{l_t - l_\phi}{l_t} \quad (1)$$

где l_t – свободное температурное удлинение

l_ϕ – фактическое температурное удлинение элемента в конструкции

Коэффициент жесткости заземления и рабочая температура на поверхности детали определяют в конечном итоге уровень температурных напряжений. При остывании конструкции в элементах огневого днища появляются остаточные напряжения обратного знака (растяжение), вследствие необратимости процесса неупругого деформирования. Изменение температурной нагрузки, обусловленное сменностью режимов работы двигателя, ведет к постепенному накоплению остаточных напряжений. Возможны два механизма накопления остаточных напряжений в перемычках крышки цилиндра (рис. 1)

В начальный период работы двигателя температурные напряжения при температуре t_1 превышают предел упругости материала ($\sigma_{0,05}$), что при разгрузке двигателя приводит к появлению остаточных напряжений. Темп роста остаточных напряжений в крышке в этот период максимален. В последующих циклах интенсивный рост остаточных напряжений происходит за счет эффекта релаксации напряжений. Эффект релаксации заключается в уменьшении напряжений при временной высокотемпературной выдержке материала конструкции в условиях высоких нагрузок и характеризуется снижением предела текучести материала, что приводит к дополнительному росту остаточных напряжений. Зависимость $\sigma_t(\varepsilon)$ – предельная кривая релаксации. С течением времени интенсивность релаксации замедляется, наступает процесс приспособляемости, который характеризуется квазиупругой работой конструкции.

Во втором случае темп накопления остаточных напряжений при температуре t_2 не замедляется со временем. Напряжения при разгрузке превосходят предел текучести материала (рис. 1). Материал конструкции в этом случае работает в области двухстороннего упруго-пластического деформирования. Этот механизм характеризуется быстрым исчерпанием прочностных свойств материала и последующим быстрым разрушением конструкции. При таком механизме накопления остаточных напряжений приспособляемость материала невозможна, требуемая долговечность конструкции в этом случае недостижима.

Работоспособность крышки цилиндра оценивается её долговечностью. Для оценки долговечности крышки в условиях повышения уровня форсирования необ-

ходим комплексный расчетно-экспериментальный подход. В этой связи предлагается использовать методы математического моделирования НДС одновременно с экспериментальными данными.

Решение задачи можно условно разделить на два этапа:

На первом этапе после подготовки твердотельной модели крышки средствами трехмерного моделирования Solid Edge и конечно-элементной модели в среде MSC Patran решается задача стационарной теплопроводности (с помощью нелинейного решателя Marc 2005). В качестве граничных условий по теплообмену используются граничные условия третьего рода – средний за цикл коэффициент теплоотдачи и средняя за цикл температура окружающей среды. Расчет тепловых граничных условий производится по методике, описанной в [1].

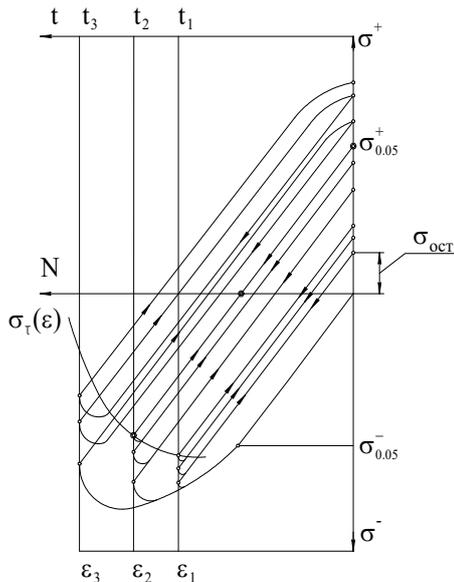


Рис 1. Механизм накопления остаточных напряжений в межклапанных перемычках крышки цилиндра

Полученное температурное поле прикладывается в качестве нагрузочного фактора к крышке с целью оценки уровня температурных напряжений и деформаций в огневом днище. Анализ НДС крышки на данной стадии расчета производится в упругой постановке. После получения данных «упругого» расчета производится

выделение наиболее нагруженного элемента крышки – перемычки между выпускными клапанами для изучения механизма накопления остаточных напряжений в нем. В качестве кинематических граничных условий (КГУ) используются данные, полученные в ходе выполнения «упругого» расчета. КГУ в виде коэффициентов жесткости относятся к границам выделения межклапанной перемычки. Для выделенного элемента производится упруго-пластический расчет от действия рабочей температурной нагрузки. В ходе проведения расчета учитывается циклическое изменение температурной нагрузки в процессе работы двигателя.

Для определения НДС в упруго-пластической области и оценки остаточных напряжений, возникающих в крышке цилиндра в условиях теплосмен применяется следующая схема анализа, которая близка к предложенной в работе [2], но имеет ряд существенных отличий. Приращение полной деформации определяется суммой приращений упругой деформации $\Delta \varepsilon_{ij}^e$, пластической деформации $\Delta \varepsilon_{ij}^p$, деформации пластического последействия (ползучести) $\Delta \varepsilon_{ij}^c$, термических деформаций $\Delta \varepsilon_{ij}^T$ и выражается уравнением:

$$d\varepsilon_{ij} = d\varepsilon_{ij}^e + d\varepsilon_{ij}^p + d\varepsilon_{ij}^c + d\varepsilon_{ij}^T, \quad (2)$$

где ε_{ij} - компоненты тензора деформаций.

С феноменологической точки зрения, указанная схема лучше всего описывается моделью вязкоупругой среды Кельвина-Фойгта [3].

Каждая составляющая тензора деформаций определяется соответственно уравнениями:

$$d\varepsilon_{ij}^e = \frac{1 + \mu}{E} ds_{ij} + \frac{1 - 2\mu}{E} d\sigma_{ij}^0, \quad (3)$$

где $s_{ij} = \sigma_{ij} - \sigma_{ij}^0$ - компоненты девиатора напряжений;

$\sigma_{ij}^0 = 1/3 \delta_{ij} \sigma_{kk}$ - компоненты шарового тензора;

δ_{ij} - символ Кронекера.

Здесь и далее используется принятое в тензорном исчислении правило суммирования по « немому» (повторяющемуся) индексу.

При решении пластической задачи используется теория течений, в частности, пластические деформации определяются исходя из ассоциированного закона течения [4]:

$$d\varepsilon_{ij}^p = \frac{\partial F}{\partial s_{ij}} d\lambda, \quad (4)$$

где F - функция текучести;

$d\lambda$ - некоторый скалярный множитель.

При выборе функции течения используется условие пластичности Мизеса. Эффект Баушингера при циклическом нагружении и деформационное упрочнение материала крышки учитывается на основе теории трансляционного упрочнения Москвитина [5]. В результате, функция текучести принимается в виде:

$$F = (s_{ij} - \alpha_{ij})(s_{ij} - \alpha_{ij}) - 2/3 \bar{\sigma}^2(\lambda) = 0, \quad (5)$$

где α_{ij} - компоненты девиатора, отражающего эффект Баушингера;

$\bar{\sigma}$ - интенсивность напряжений;

λ - скалярный параметр, характеризующий изотропное изменение поверхности текучести.

В зависимости от связей $\alpha_{ij} = \alpha_{ij}(\varepsilon_{ij}^p)$ и $\bar{\sigma} = \bar{\sigma}(\lambda)$ имеют место различные варианты трансляционного упрочнения. В частности, если принять $d\bar{\sigma}/d\lambda = 0$, $\alpha_{ij} = H\varepsilon_{ij}^p$, $H = \text{const}$, будем иметь кинематический закон упрочнения. В общем случае, $\bar{\sigma} = \bar{\sigma}(\lambda)$ и $H = H(I_2)$, где I_2 - второй инвариант девиатора напряжений S , функции $\bar{\sigma}$ и H - определяются экспериментально.

При выборе функции ползучести используется гипотеза упрочнения [6], которая достаточно хорошо согласуется с экспериментом и сохраняет инвариантность относительно изменения начала отсчета времени. В результате деформации пластического последействия равны:

$$d\varepsilon_{ij}^c = A \frac{\partial G}{\partial \sigma_{ij}}, \quad (6)$$

где A - некоторая константа материала;

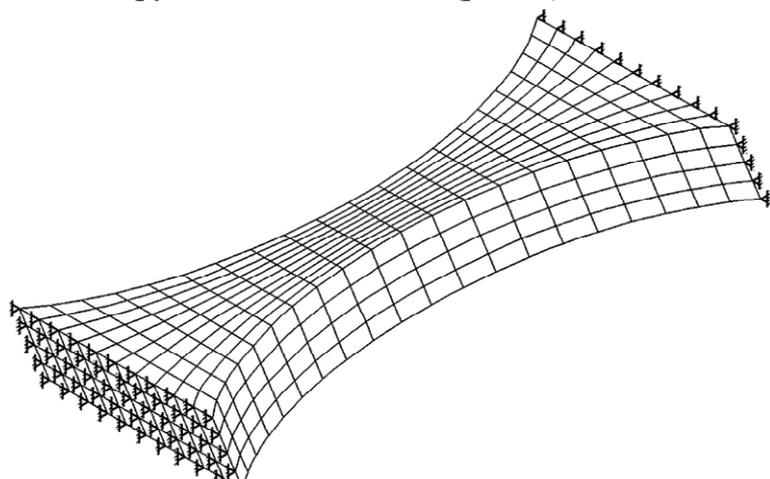
$G = G(\varepsilon_{ij}^c, \varepsilon_{ij}^c, \sigma_{ij})$ - функция ползучести.

Термические деформации определяются из следующей зависимости:

$$d\varepsilon_{ij}^T = \delta_{ij} \alpha dT. \quad (7)$$

Для отработки изложенной методики упруго-пластического расчета рассмотрена упрощенная модель межклапанной перемычки представленная на (рис. 2). Кинематическими граничными условиями, приложенными к торцам перемычки, выступают жесткие закрепления. Фактическая жесткость соединения может быть смоделирована специальными упругими элементами (типа пружин). Перемычка нагревается постоянной в узлах температурой (300°C). Модуль упругости материала, коэффициент линейного расширения и т.д. задаются в зависимости от температуры, кроме того, задается кривая деформирования материала, в частности её пластическая составляющая.

В расчете учитывается циклическое изменение температурной нагрузки (от 20° до 300°) и выдержка на максимальной температуре цикла (300°) в течение одного часа. Результат расчета в виде зависимости σ - ε после двух полных циклов теплового нагружения показан на (рис. 3). По оси абсцисс здесь откладывается полная деформация (температурная + механическая). По оси ординат – главные напряжения в $\text{кг}/\text{мм}^2$ (10 МПа). Выполненный анализ показал, что средства расчетного комплекса позволяют в полной мере реализовать изложенную методику расчета.



деформация (температурная + механическая). По оси ординат – главные напряжения в $\text{кг}/\text{мм}^2$ (10 МПа). Выполненный анализ показал, что средства расчетного комплекса позволяют в полной мере реализовать изложенную методику расчета.

Рис 2. Конечно-элементная модель упрощенной межклапанной перемычки

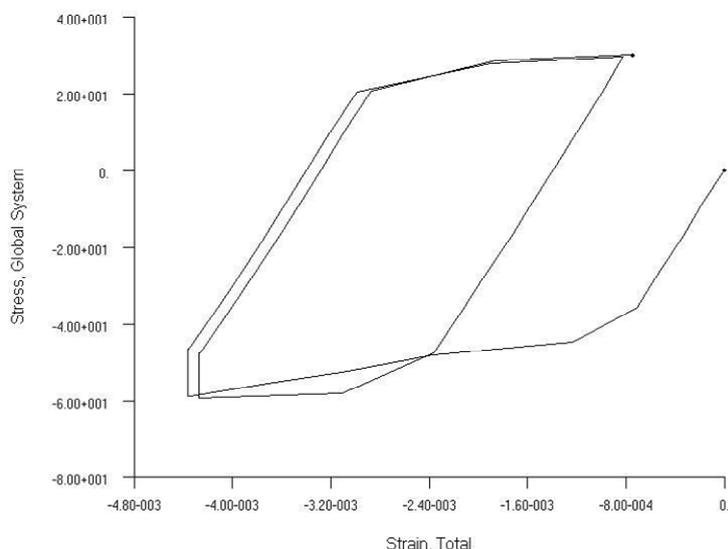


Рис 3. Результаты расчета перемычки в упруго-пластической постановке

На втором этапе полученные значения остаточных напряжений сопоставляются с предельно допустимыми величинами, исходя из чего, производится анализ работоспособности конструкции. В настоящее время для оценки остаточного ресурса крышек цилиндров на Коломенском заводе используется методика, в основе которой лежит проверка уровня остаточных напряжений в крышке после определенной наработки (порядка 25% моторесурса) методом выделения элементов огневого днища, с предварительно наклеенными на них тензодатчиками. Уровень остаточных напряжений, полученный в ходе контроля, сравнивается с допустимым уровнем напряжений. Уровень в $200 - 250 \text{ МПа}$ для крышки цилиндра дизеля типа ЧН26/26 считается предельно допустимым.

Если уровень не превышен или превышен незначительно, с достаточной степенью уверенности можно говорить о безотказной работе конструкции в течение всего срока эксплуатации. Допустимый отказ части крышек в этот период, связанный с различием температурного состояния, рассеянием исходных прочностных свойств материала и другими факторами, по ТУ не превышает 7%. Недостатками методики являются практическая ее неприменимость для проектируемых конструкций ввиду отсутствия данных по остаточной напряженности. Также следует отметить относительную сложность и дороговизну метода контроля остаточных напряжений, который связан с демонтажем партии деталей с дизеля и последующим их разрушением.

Таким образом, применение методов математического моделирования ТНДС крышки совместно со статистическими данными по сменности режимов работы дизелей в эксплуатации может быть использовано для оценки долговечности (работоспособности) крышек цилиндров двигателей с различными уровнями форсирования. Кроме того, расчетная методика позволяет предварительно оценить долговечность проектируемых конструкций, оценить эффект от применения новых материалов и введения технологических улучшений, а также оценить степень совершенства конструкции с точки зрения влияния на долговечность.

Литература

1. Чайнов Н.Д., Салтыков М.А., Раенко М.И., Мягков С.П. Особенности напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра форсированного среднеоборотного дизеля. - Двигателестроение №4 2006, с. 8-11
2. С. Тайра, Р. Отани. Теория высокотемпературной прочности материалов. М., Металлургия, 1986.
3. П.А. Павлов. Механические состояния и прочность материалов. Л., изд-во ЛГУ, 1980.
4. Л.И. Седов. Механика сплошной среды, т. II, М., изд-во «Наука», Главная редакция физико-математической литературы. 1976.
5. Москвитин В.В. Пластичность при переменных нагружениях. М., изд-во МГУ, 1965.
6. Н.Н. Малинин Прикладная теория пластичности и ползучести. М., Машиностроение, 1968.

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРА ЦИРКУЛЯЦИИ ЖИДКОСТИ В ПОЛОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ НА ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ КРЫШКИ ЦИЛИНДРА

Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Основным направлением снижения тепловой напряженности крышек цилиндров является повышение эффективности их охлаждения. Конструирование систем охлаждения ДВС развивается по пути повышения интенсивности теплоотдачи в охлаждающую среду за счет увеличения скорости циркуляции или увеличения площади теплоотдающей поверхности изменением ее конфигурации. Проточная часть при этом приобретает сложную конфигурацию, образуются зоны с различными скоростями движения охлаждающей жидкости, а также застойные зоны.

Наличие застойных зон и зон локального перегрева приводят к образованию трещин при большом количестве циклов и достаточно высоких температурах огневого днища со стороны газа.