

ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ КРЫШЕК ЦИЛИНДРОВ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

М.И. Раенко к.т.н.; В.А. Рыжов к.т.н.; С.П. Мягков
ОАО «Коломенский завод»

Для крышек цилиндров среднеоборотных транспортных дизелей, работающих в области неизотермического малоциклового нагружения, в качестве критериев прочности необходимо рассматривать два предельных состояния.

Первое предельное состояние определяется потерей несущей способности конструкции вследствие термической усталости. Оценка прочности осуществляется по пределу выносливости крышки при ограниченной долговечности. Разрушение имеет усталостный характер.

Второе предельное состояние заключается в возникновении знакопеременных пластических деформаций в полувциклах сжатия и растяжения. Оценка прочности осуществляется по предельному времени, в течение которого конструкция может работать в квазиупругой области. Разрушение имеет вязкий, деформационный характер.

Выполненная оценка долговечности для серийной крышки цилиндра двигателя 16ЧН26/26 с номинальной мощностью 3680 кВт показала, что рассмотренная крышка цилиндров является работоспособной при использовании на дизелях как тепловозного, так и судового назначения в течение заданного срока службы до капитального ремонта.

Для крышек цилиндров среднеоборотных транспортных дизелей при существующих материалах и уровне форсирования остается недостижимым необходимый запас циклической прочности по основному виду нагружения — термоциклическому. В результате конструкция имеет ограниченную долговечность и работает в области постоянной повреждаемости.

Выполненные исследования показали, что в качестве критериев прочности деталей, работающих в области неизотермического малоциклового нагружения, в частности, для крышек цилиндров необходимо рассматривать два предельных состояния. Первое предельное состояние заключается в потере несущей способности конструкции вследствие термической усталости. В этом случае оценка прочности осуществляется по пределу выносливости крышки при ограниченной долговечности σ_{-1N} , где N — предельное

число циклов теплосмен в эксплуатации. Разрушение имеет усталостный характер. Второе предельное состояние заключается в возникновении знакопеременных пластических деформаций в полувциклах сжатия и растяжения. Оценка прочности в этом случае осуществляется по предельному времени, в течение которого конструкция может работать в квазиупругой области (предельное время релаксации). Разрушение имеет вязкий, деформационный характер.

При относительно низких температурах (≤ 350 °С) более значимым является первый критерий, с ростом температур значимость второго критерия повышается. При высоком уровне температур в перемычках между клапанами (~ 400 °С) вероятность разрушения лучше описывается вторым критерием.

Оценка долговечности серийной крышки цилиндра двигателя 16ЧН26/26 выполнялась для условий судового и тепловозного применения при номинальной мощности 3680 кВт. Результаты расчета температурных полей крышки цилиндра, выполненного методом конечных элементов (МКЭ) в трехмерной постановке, представлены на рис. 1. Полученные поля температур приняты в качестве исходных данных для решения задачи термопластичности в циклической температурно-временной постановке с учетом ползучести и релаксации напряжений. Расчет выполнялся МКЭ с использованием математической модели, описанной в [1]. При расчетах учитывалась зависимость модуля упругости и коэффициента линейного расширения материала от температуры.

В качестве исходных данных по нелинейному поведению материала крышки (чугуна марки ВПЧ-НМ) за пределами упругости были приняты диаграммы деформирования σ – ϵ , полученные при испытаниях образцов при разных уровнях температур в диапазоне от 20 до 450 °С. Расчет первого полувцикла нагружения осуществляется методом пошагового нагружения, начиная с равномерной температуры (20 °С) во всех узлах модели до достижения температурного поля, соответствующего режиму полной мощности двигателя. Далее производился расчет релаксации напряжений в течение времени выдержки τ при полученном в первом полувцикле уровне теплового

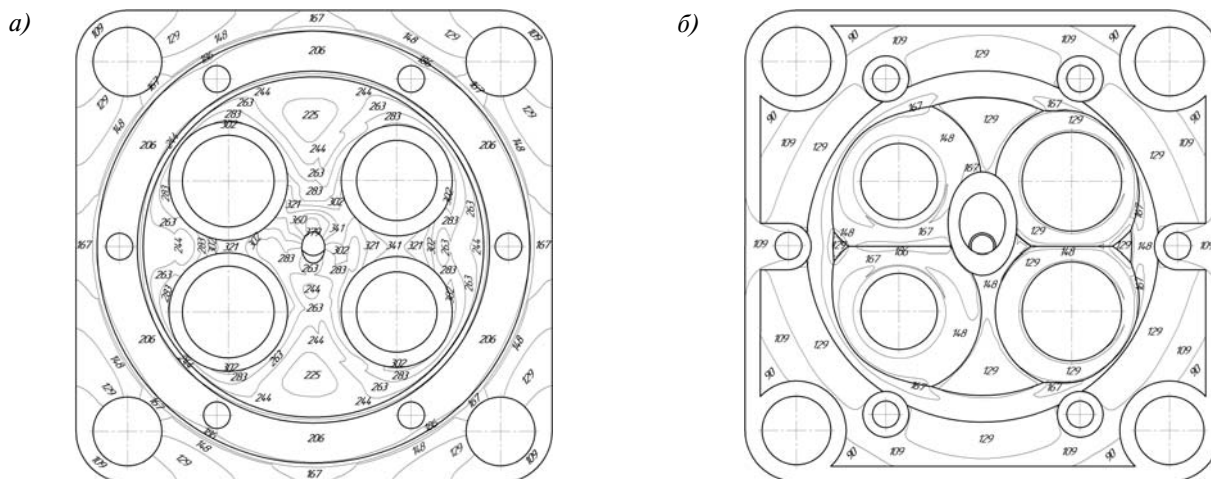


Рис. 1. Температурное поле крышки цилиндра на режиме полной мощности двигателя ($P_e = 3680$ кВт):
 а — со стороны огневого днища; б — со стороны полости охлаждения

и напряженно-деформированного состояния конструкции.

После этого выполнялся второй полуцикл разгрузки также методом пошагового нагружения, начиная с температуры, соответствующей полной мощности двигателя до равномерной температуры ($20\text{ }^\circ\text{C}$) во всех узлах модели, то есть до полного остывания. Материал считался циклически изотропным. После завершения первого цикла в наиболее нагруженных сечениях конструкции возникают остаточные напряжения. Второй и последующие циклы, включающие нагрузку, выдержку и разгрузку, осуществляются аналогично, при этом остаточные напряжения, полученные на каждом предшествующем цикле, рассматриваются как начальные условия для выполнения последующего расчета параметров цикла.

В качестве типового закона изменения нагрузок в период эксплуатации тепловозного дизеля принят закон блочного нагружения, эквивалентного по повреждающему воздействию на крышку цилиндра фактическому эксплуатационному спектру нагрузок [2]. Статистические характеристики блока нагружения были получены в результате схематизации методом полных циклов случайного процесса изменения нагрузок на характерном участке пути [3]. Блок нагружения соответствует длине пути $l_6 = 310$ км и содержит четыре трапецидальных полных цикла (номинальная мощность—выдержка—холостой ход). Время выдержки при полной мощности (время релаксации напряжений) в каждом цикле составляет $\tau = 0,7125$ ч.

В соответствии с требованиями ОАО РЖД ресурс S современных модификаций тепловозных дизелей до капитального ремонта (КР) должен составлять не менее 1600 тыс. км пробега тепловоза. За весь ресурс будем иметь: $\lambda = 5160$

блоков нагрузок, $N_p = 20\ 640$ полных циклов теплосмен, суммарное время релаксации напряжений $\tau_\Sigma = 14\ 700$ ч.

Обычно считается, что температурное состояние крышки цилиндра на холостом ходу дизеля близко к равномерному нагреву. Теоретически температурных напряжений при этом не возникает, поэтому в расчетах обычно принимается условие нулевых температурных напряжений в конструкции на этом режиме работы двигателя. Однако в связи с тем, что крышка цилиндра находится в силовом взаимодействии с другими деталями цилиндрического комплекта, в частности с блоком цилиндров, ее свободное тепловое расширение ограничено, что может приводить к появлению напряжений.

Для оценки влияния этого фактора был выполнен приближенный расчет напряжений на режиме холостого хода с помощью упрощенной балочной модели клапанной перемычки. Балка переменной жесткости предполагалась упруго заземленной по торцам. В качестве исходных данных для расчета приняты полученные экспериментально для рассматриваемого типа двигателя температурные поля перемычек на режиме холостого хода дизеля. Согласно этим данным на огневой поверхности днища температура в районе перемычек составляет $\approx 120\text{ }^\circ\text{C}$, со стороны полости охлаждения $\approx 100\text{ }^\circ\text{C}$.

Коэффициенты стеснения деформаций определены МКЭ на полноразмерной модели крышки. В результате расчета балочной модели в перемычке между выпускными каналами максимальное значение температурных напряжений составило: $\sigma_{\text{хх}} = -84$ МПа; в перемычке между впускными каналами $\sigma_{\text{хх}} = -106$ МПа. Полученные результаты не соответствуют предположениям о незначительном уровне температурных напряжений в крышке цилиндра на режиме холостого

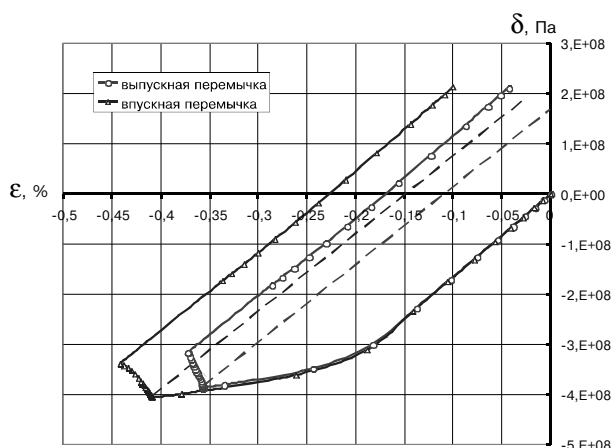


Рис. 2. Остаточные напряжения в перемычках крышки цилиндра после 1100 циклов нагружения и 550 ч выдержки (пунктиром показан первый цикл)

хода двигателя и указывают на необходимость учета этого фактора при оценке долговечности конструкции.

Для определения амплитуд напряжений, вызванных сменой теплового состояния крышки, работающей по типовому блоку нагружения, воспользуемся результатами конечно-элементного расчета остаточных напряжений после стендовых испытаний дизеля, представленными на рис. 2, и результатами расчета напряжений в перемычках на режиме холостого хода с помощью упрощенной модели.

При расчете остаточных напряжений в крышке после стендовых испытаний дизеля принято, что в каждом цикле разгрузка (остывание) производится до температуры 20 °С, что соответствует полному равномерному остыванию. Указанный фактор не влияет на уровень и темп роста остаточных напряжений в крышке цилиндра, но может оказывать существенное влияние на долговечность конструкции.

Таким образом, при оценке размаха напряжений из полученных МКЭ расчетных значений напряжений ($2\sigma_a$) в типовом стабилизированном цикле необходимо исключить напряжения, соответствующие холостому ходу. В результате амплитуда температурных напряжений в перемычке между выпускными каналами составит: $\sigma_a = 221,6$ МПа, в перемычке между впускными каналами: $\sigma_a = 223,2$ МПа. Поскольку высокопрочный чугун относится к циклически стабильным материалам, значения амплитуд будут оставаться

постоянными на протяжении всего процесса эксплуатации конструкции, а изменяются только средние напряжения цикла, что значительно упрощает анализ как напряженного состояния, так и долговечности конструкции.

Определение числа циклов до разрушения с учетом выносливости материала в условиях неизотермического нагружения осуществляется по кривым термической усталости для высокопрочного чугуна (ВПЧ) при различных температурах и уровнях напряжений, приведенным в работе [4]. По уравнениям кривых термической усталости определяем количество циклов до разрушения. Наклонный участок кривых согласно [3] аппроксимирован зависимостью

$$N = \exp(\alpha - \beta \cdot \sigma_a),$$

где α и β — параметры кривых термической усталости.

Коэффициенты α и β при температуре 315 °С равны: $\alpha = 17,97$ и $\beta = 0,0306$; при 340 °С: $\alpha = 17,74$ и $\beta = 0,0307$. В результате предельное число циклов до разрушения для выпускной перемычки составит $N = 52\,212$ циклов, для впускной перемычки $N = 63\,889$ циклов. Сопоставляя полученные величины с предельно возможными количеством полных циклов теплосмен крышек в эксплуатации до КР ($N_p = 20\,640$ циклов), получаем запасы циклической прочности при ограниченной долговечности: для выпускной

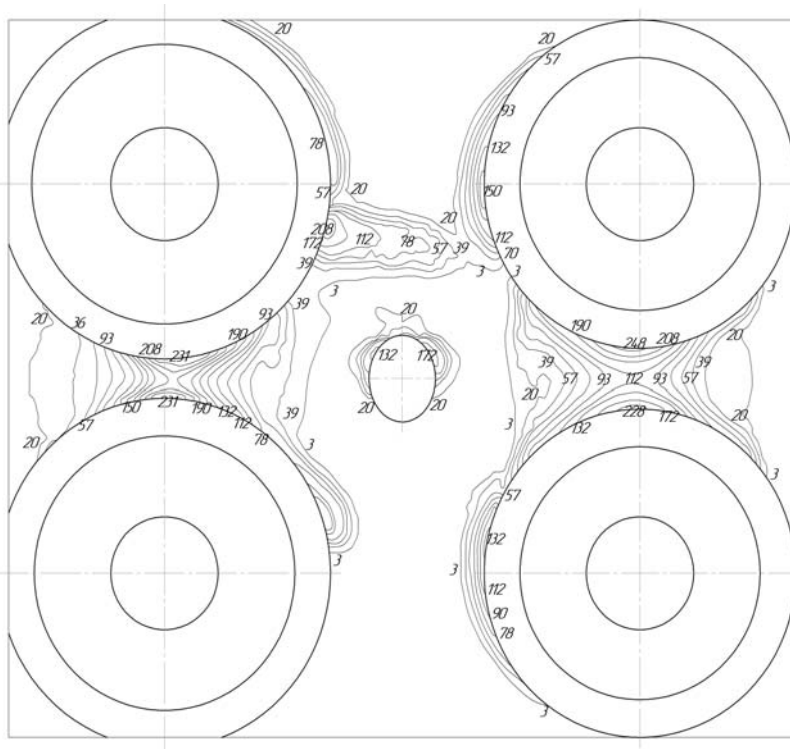


Рис. 3. Распределение остаточных напряжений (МПа) в межклапанных перемычках крышки цилиндра дизеля 16ЧН26/26 ($P_e = 3680$ кВт) после 60 000 ч работы

перемычки $n = 2,5$; для впускной — $n = 3,1$. Полученные величины запасов достаточны для обеспечения надежной работы рассмотренного варианта крышки цилиндра в течение всего ресурса тепловозного дизеля [4].

Сравнение данных по сменности режимов работы дизелей в эксплуатации показывает, что число циклов тепловых смен судового среднеоборотного дизеля может отличаться на порядок (в меньшую сторону) от числа циклов тепловозного дизеля. В то же время судовой дизель по сравнению с тепловозным дизелем более продолжительное время работает на режиме номинальной (или близкой к ней) мощности. При заданном ресурсе до КР в 60 000 ч это время составляет $\tau_{\Sigma} = 25\ 000$ ч [3].

Оценка прочности в этом случае осуществляется по предельному времени, в течение которого конструкция может работать в области приспособляемости (квазиупругой области). Предельное состояние соответствует наступлению двухсторонних пластических деформаций, то есть моменту времени, когда остаточные напряжения в конструкции достигают предела упругости материала при растяжении.

На рис. 3 показано распределение остаточных напряжений в конструкции после работы дизеля на режиме номинальной мощности в течение времени, соответствующему заданному моторесурсу судового двигателя.

Для определения вероятности наступления предельного состояния необходимо сопоставить остаточные напряжения в перемычках с условным пределом упругости материала при растяжении. Предел упругости высокопрочного чугуна при сжатии (310–340 °С) составляет $\sigma_{0,02}^- = -318$ МПа; при растяжении (20 °С) $\sigma_{0,02}^+ = 360$ МПа. Максимальные рабочие температурные напряжения (см. рис. 2) в выпускной и впускной перемычках соответственно составляют $\sigma_{\max} = -389$ МПа и $\sigma_{\max} = -405$ МПа. В результате неупругого деформирования в полцикле сжатия материал упрочняется, но при последующем полцикле растяжения согласно эффекту Баушингера разупрочняется на такую же величину и предел

текучести становится равным: $\sigma_{0,02}^+ = 289$ МПа для выпускной перемычки; $\sigma_{0,02}^+ = 273$ МПа для впускной перемычки.

Из приведенных на рис. 3 данных следует, что максимальные остаточные напряжения в местах посадки клапанных седел выпускной и впускной перемычек соответственно составляют $\sigma_{\text{ост}} = 248$ МПа и $\sigma_{\text{ост}} = 231$ МПа, то есть их значения ниже предела упругости материала. Таким образом, условие прочности по критерию предельного времени релаксации выполняется.

Выполненная расчетная оценка долговечности крышки цилиндра среднеоборотного дизеля 16ЧН26/26 показала, что этот наиболее напряженный элемент конструкции является работоспособным при использовании на дизелях как тепловозного, так и судового назначения при форсировании дизеля по мощности до $P_e = 3680$ кВт.

Литература

1. Чайнов Н.Д., Раенко М.И., Мягков С.П. Применение методов математического моделирования НДС крышки цилиндра форсированного дизеля // Сб. научн. тр. по материалам Международной конференции «Двигатель 2007», посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана / под ред. Н.А. Ивашенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грехова. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. — С. 154–159.
2. ГОСТ 25.101–83. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов. — М., 1983. — 29 с.
3. Чайнов Н.Д., Раенко М.И., Мягков С.П. Вопросы прочности крышек цилиндров среднеоборотных дизелей // Двигатели внутреннего сгорания. — 2008. — № 1. — С. 62–65.
4. Салтыков М.А., Сальников М.А. Оценка сопротивления разрушению чугуна с шаровидной формой графита при температурных циклических нагрузках для прогноза ресурса деталей цилиндропоршневой группы двигателей транспортного назначения // Двигателестроение. — 1983. — № 6. — С. 35–38.