

## ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ПО РАЗЛИЧНЫМ КРИТЕРИЯМ ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ.

Раенко М.И., Рыжов В.А. (ОАО «Коломенский завод»).

Под прочностью (прочностной надежностью) деталей двигателей (ДВС) понимается отсутствие или минимально допустимое количество отказов в них, вызванных разрушением или чрезмерными деформациями.

Количественная оценка прочности осуществляется на основе сопоставления возникающих в конструкции напряжений или деформаций от действующих нагрузок с теми напряжениями (деформациями), которые приводят эту конструкцию в предельное состояние. Применительно к деталям двигателей можно выделить следующие характерные предельные состояния:

- усталостное циклическое разрушение при длительном воздействии переменных напряжений, оцениваемое по пределу выносливости;

- термоусталостное циклическое разрушение, оцениваемое по долговечности или по пределу термической усталости;

- статическое разрушение в виде отрыва и среза, либо возникновение необратимых пластических деформаций, оцениваемое по пределу прочности, или по пределу текучести;

- длительное статическое разрушение в условиях повышенных температур (ползучесть) с оценкой по пределу длительной прочности;

Для деталей ДВС особую роль играет предельное состояние усталостного разрушения, что связано с циклическостью самого рабочего процесса и механизма преобразования движения. Рабочий диапазон современных среднеоборотных двигателей составляет  $10^7$ - $10^9$  циклов. Это на 2 порядка превышает принятую базу оценки предела выносливости. По статистике доля усталостных разрушений деталей двигателей составляет более 85% от общего числа наблюдаемых при эксплуатации поломок.

Цикл напряжений характеризуется максимальными  $\sigma_{\max}$  и минимальными  $\sigma_{\min}$  напряжениями цикла, все остальные величины, используемые при оценке циклической прочности, являются зависимыми от них.

Определение параметров цикла для деталей двигателей имеют свои особенности, обусловленные значительным изменением векторов действующих на них нагрузок в период рабочего цикла. В первую очередь это относится к деталям и узлам «движения»: шатун, коленчатый вал, блок цилиндров, маятниковый антивибратор и др. В условиях резкой переменности нагрузочных состояний, априорное определение наиболее опасных из них не представляется возможным. Применение двухпозиционной модели нагружения, при которой рассматриваются всего две нагрузки, соответствующие максимальному давлению в камере сгорания и максимальным инерционным усилиям, как правило, приводит к недостаточно достоверным результатам [1,2]. В этой связи, рекомендуется использовать многопозиционную модель нагружения через  $5 \cdot 10^0$  угла поворота коленчатого вала в пределах рабочего цикла.

На рис.1 представлены нагрузки, действующие на кривошипную головку шатуна V-образного двигателя 16ЧН26/26 и огибающие максимальных и минимальных напряжений в сечениях, построенные с применением многопозиционной модели нагружения. Для получения экстремальных напряжений в сечениях было выполнено 72 варианта расчета с интервалом  $10^0$  по углу поворота коленчатого вала.

Аналогичным образом осуществляется расчет коленчатого вала, блока цилиндров, подшипниковых узлов, где для получения максимальных размахов переменных напряжений в опасных сечениях необходимо рассматривать множество нагруженных состояний в пределах рабочего цикла двигателя.

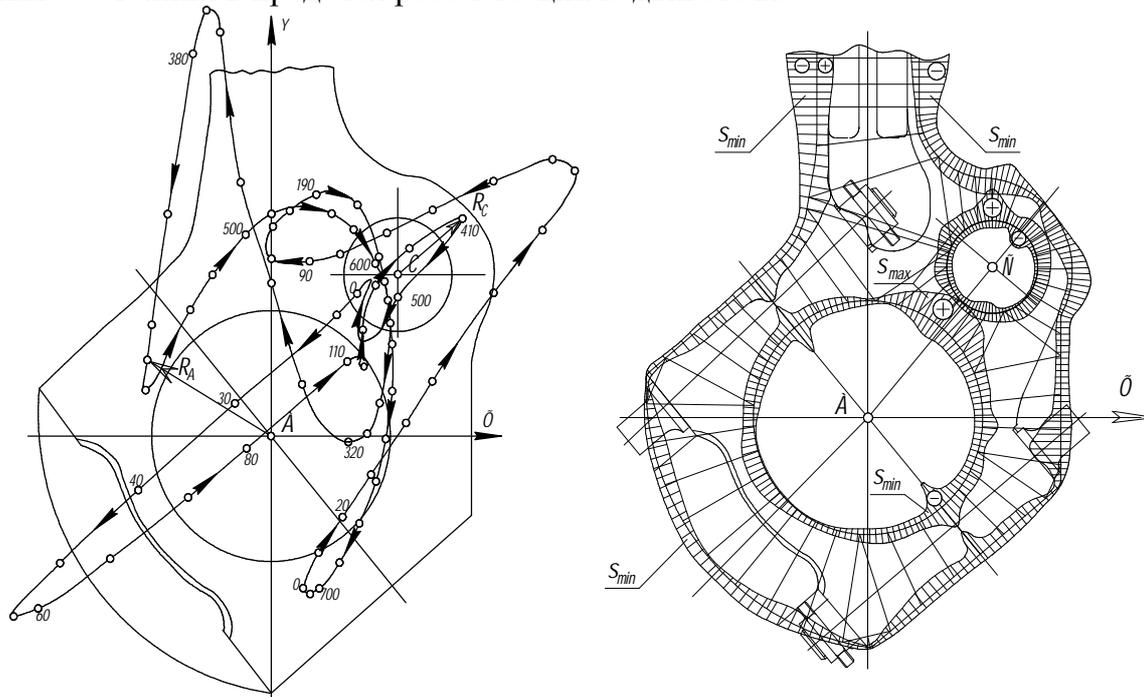


Рис. 1. Векторные диаграммы усилий на кривошипную головку шатуна двигателя 16ЧН26/26 и эпюры циклических напряжений в сечениях.

Коэффициент запаса циклической (усталостной) прочности определяется по известным формулам [3]:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} \quad (1)$$

Оценка влияния абсолютных размеров детали и местного характера повышения напряжений в зонах их концентрации на сопротивление конструкции усталостному разрушению осуществляется на основе статистической теории подобия [4]. Теория основана на концепции наислабейшего звена, в соответствии с которой вероятность разрушения может рассматриваться как функция, экспоненциально зависящая от напряжений и площади  $F$  наиболее нагруженного поперечного сечения детали или конструкции. В этом случае функция распределения случайной величины совпадает с трехпараметрическим распределением Вейбулла:

$$\Phi(\sigma) = \{1 - \exp\{-f(\sigma, F)\}\}, \quad (2)$$

где

$$f(\sigma, F) = \int_F g(\sigma) dF; \quad (3)$$

$$g(\sigma) = \begin{cases} \left(\frac{\sigma - U}{Z}\right)^m & \text{при } \sigma > U \\ 0 & \text{при } \sigma < U \end{cases} \quad (4)$$

Статистическая теория подобия усталостного разрушения в сочетании с современными численными методами, в частности МКЭ, при надлежащем выборе размеров элементов и качества разбиения в зоне концентраторов позволяет оценивать прочность деталей сложной формы, для которых невозможно определить понятие

номинального напряжения и коэффициента концентрации. В этом случае в качестве критерия подобия следует использовать часть площади сечения детали, в котором главные напряжения  $\sigma_1$  превышают определенный «пороговый» уровень.

Рекомендуемые минимальные величины циклических запасов прочности основных несущих деталей двигателей составляют 1,5...1,8 [1].

Полученные величины запасов прочности должны быть подтверждены результатами натурных усталостных испытаний. Общий вид стенда для испытаний блоков цилиндров показан на рис. 2.



Рис. 2. Стенд для усталостных испытаний блока цилиндров.

Аналогичные стенды разработаны для натурных усталостных испытаний коленчатых валов, поршней, шатунов, втулок цилиндров и других ответственных деталей дизелей.

Испытания выполняются на базе  $10^7$  циклов с перегрузкой по отношению к уровню рабочих усилий не менее 1,6...2,0. При не разрушении конструкции считается, что запасы прочности соответствуют требуемым значениям.

В то же время неэффективной является проверка конструкции на прочность непосредственно на натурном двигателе в ходе его предварительных испытаний, а также ускоренных испытаний по различным программам. Причины этого заключаются в невозможности достичь перегрузки по мощности и максимальному давлению в камере сгорания выше 20...25% от номинальных значений. Кроме того, разрушение несущей, ответственной детали может быть безопасным только в условиях специального нагрузочного стенда и приводить к опасным, непредсказуемым последствиям на двигателе.

**Термоусталостное циклическое разрушение** характерно для деталей, работающих в области повышенных температур и высоких температурных напряжений, величина которых превышает предел упругости материала, а разрушение происходит при относительно малом числе циклов нагрузки (теплосмен)  $N < 10^5$ . Этот тип разрушения характерен для деталей камеры сгорания, в частности, для крышки цилиндра.

Выполненные исследования показали, что в качестве критериев прочности деталей, работающих в области неизотермического малоциклового нагружения, необходимо рассматривать два предельных состояния [5]. Первое предельное состояние заключается в исчерпании несущей способности конструкции вследствие термической усталости. В этом случае оценка прочности осуществляется по пределу выносливости при ограниченной долговечности  $\sigma_{-1N}$ , 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 осуществляется по предельному времени, в течение которого конструкция может работать в квазиупругой области. Разрушение имеет вязкий, деформационный характер.

При относительно низких температурах огневого днища крышки цилиндра ( $\leq 350^{\circ}\text{C}$ ) более значимым является первый критерий, с ростом температур значимость второго критерия повышается. При уровне температур ( $\geq 400^{\circ}\text{C}$ ) вероятность разрушения лучше описывается вторым критерием.

В качестве типового закона изменения нагрузок для тепловозных дизелей рассматривается блок нагрузок, эквивалентный по повреждающему воздействию на крышку цилиндра фактическому эксплуатационному спектру нагрузок. Статистические характеристики блока определяются в результате схематизации методом полных циклов случайного процесса изменения нагрузок на характерном участке пути тепловоза. В результате для пассажирского тепловозного дизеля 16ЧН26/26 ( $P_e=2540$  кВт) получено, что типовой блок нагружения имеет длину  $l_g=310$  км и содержит четыре трапецеидальных полных цикла (номинальная мощность – выдержка – холостой ход). Время выдержки при полной мощности (время релаксации напряжений) в каждом цикле составляет  $t=0,7125$  часа [6].

В соответствии с современными требованиями ресурс тепловозных дизелей до капитального ремонта должен составлять не менее 1600 тыс. км пробега тепловоза. При указанном ресурсе будем иметь 5160 блоков нагрузок.

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 более длительное время работает на номинальной мощности. При назначенном ресурсе судовых дизелей 60000 часов, среднее время работы дизеля при мощности  $\geq 70\%$   $N_e$  составляет  $\sim 25000$  часов, то есть почти в 2 раза больше тепловозного дизеля [6].

При оценке долговечности крышек цилиндров предварительно выполняется расчет температурных полей конструкции на характерных режимах работы двигателя. Полученные результаты являются исходными при моделировании процесса циклического, неупругого деформирования элементов крышки цилиндра с учетом ползучести и релаксации напряжений. Все расчеты выполняются МКЭ в трехмерной постановке с использованием математической модели, описанной в [7].

Расчет осуществляется методом пошагового нагружения, начиная с равномерной температуры ( $20^{\circ}\text{C}$ ) во всех узлах до достижения температурного поля на режиме полной мощности двигателя. Далее производится расчет релаксации напряжений в течение заданного времени выдержки  $t$  при полученном уровне теплового и напряженно-деформированного состояния крышки.

После этого выполняется полувцикл разгрузки также методом пошагового нагружения, начиная с температуры, соответствующей полной мощности двигателя до первоначальной температуры. В результате в наиболее нагруженных сечениях

конструкции возникают остаточные напряжения. Второй и последующие циклы осуществляются аналогично, при этом остаточные напряжения, полученные на каждом предшествующем цикле, рассматриваются как начальные условия для последующего цикла. В результате определяется амплитуда напряжений в типовом цикле. Число циклов до разрушения в условиях неизотермического нагружения определяется по кривым термической усталости для заданного материала.

**Предельное состояние статического разрушения** характерно для деталей, нагруженных однократными или мало повторяющимися нагрузками. В первую очередь, это усилия затяжки резьбовых соединений; усилия запрессовки в соединениях с натягом; монтажные нагрузки и др.

Статическая несущая способность оценивается коэффициентом запаса прочности по пределу текучести  $\sigma_T$  или по пределу прочности  $\sigma_B$ .

Для резьбовых соединений оценка прочности осуществляется по пределу текучести материала болта (шпильки), так как возникновение пластических деформаций вызывает падение исходного уровня затяжки и нарушение условий неподвижности (плотности) стыка. Допустимым является  $n \geq 1,6$ .

На рис.3 показан верхний пояс втулки цилиндра подвесной конструкции и наиболее опасные сечения. В эксплуатации были отмечены случаи усталостных разрушений в сечениях по перемычкам резьбовых отверстий (точки 1 и 2).

Данный случай характеризуется сочетанием высоких статических (растягивающих) напряжений с невысокими циклическими рабочими напряжениями. В отдельности ни один из этих видов нагружения не является опасным.

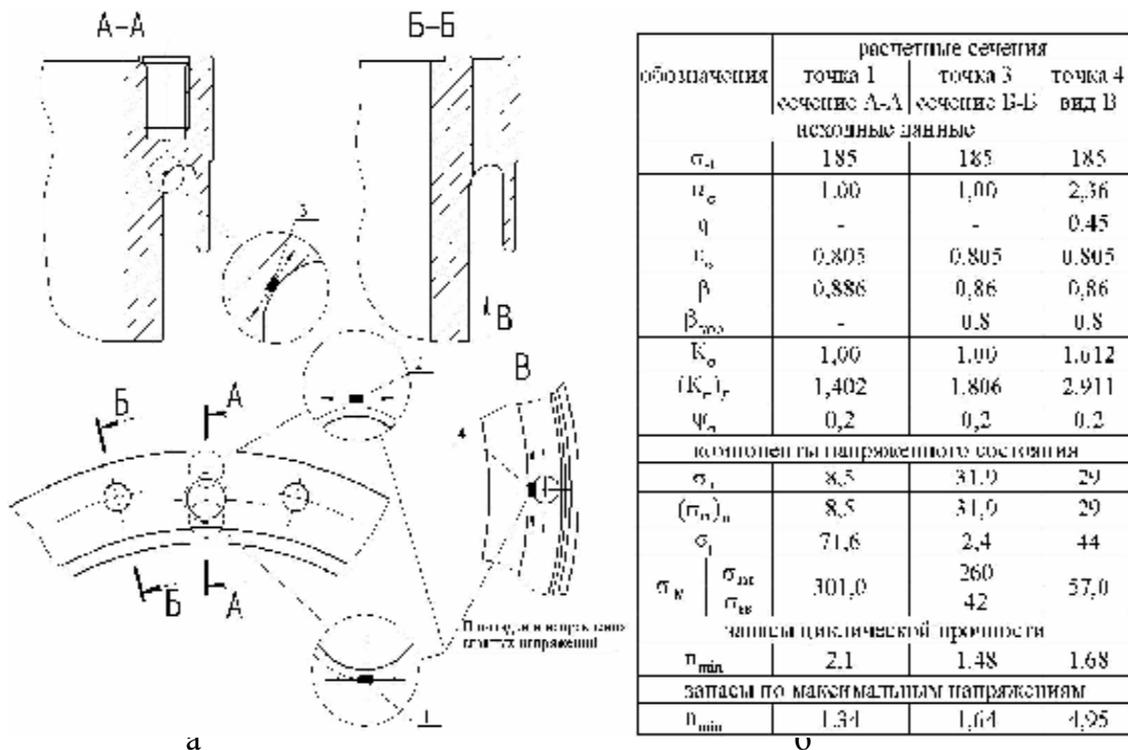


Рис.3 Запасы прочности в сечениях втулки цилиндра двигателя ЧН26/26:  
а) расчетные сечения; б) результаты расчета.

Однако для чугунов, обладающих ограниченной способностью к пластическому деформированию, при действии высоких статических напряжений могут воз-

никать микротрещины, которые являются очень высокими концентраторами напряжений. В этих условиях даже невысокий уровень циклических нагрузок оказываются достаточными для усталостного разрушения.

**Предельное состояние длительного статического разрушения** характеризуется влиянием повышенных температур, при которых материалы обнаруживают новые свойства – ползучесть и длительную прочность. Указанные свойства проявляются у углеродистых сталей при  $t > 300^{\circ}\text{C}$ , у легированных сталей при  $t > 350^{\circ}\text{C}$ , у алюминиевых сплавов при  $t > 100^{\circ}\text{C}$ .

Ползучесть материала может приводить к недопустимому росту деформаций в конструкции и перераспределению напряжений в ее элементах, а в ряде случаев и к разрушению из-за повышенных деформаций. Явление ползучести в наибольшей степени проявляется в деталях турбокомпрессора.

#### **Литература:**

1. Салтыков М.А. Прочность ДВС. Методы и средства обеспечения. Учебное пособие. Московский Государственный открытый университет. М., 1995. 90 с.

2. Салтыков М.А., Казанская А.М. О поиске и обосновании границ для циклов напряжений в расчетах на выносливость сложно нагруженных звеньев машин. Вестник машиностроения, №8, 1994, с. 7-12.

3. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. М., Машиностроение. 1975. 488 с.

4. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М., Машиностроение. 1993. 364 с.

5. Раенко М.И., Рыжов В.А., Мягков С.П. Оценка долговечности крышек цилиндров среднеоборотных транспортных дизелей. Двигателестроение №2 2010, с. 3-6.

6. Раенко М.И., Рыжов В.А., Мягков С.П. Определение спектра эксплуатационных нагрузок для крышек цилиндров среднеоборотных транспортных дизелей. Двигателестроение №1 2010, с. 9-12.

7. 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.

## **ЗАДАЧИ МИКРОПРОФИЛИРОВАНИЯ ВНУТРЕННЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ЦИЛИНДРА ДВС**

**Ратников А.С.** (Владимирский государственный университет)

Микропрофилирование как процедура выбора параметров и способа нанесения специальной топографии на смазываемую поверхность деталей машин общеизвестно и широко применяется вот уже более 30 лет. Способ нанесения микрорельефа на зеркало цилиндров путем поверхностного пластического деформирования (ППД) поверх плосковершинного хонингования (ПВХ) подкупает своей простотой и универсальностью: в качестве оснастки хорошо подходят типовые хонинговальные головки, требующие незначительной доработки в виде оснащения раскаточными приспособлениями.

Объектами обработки могут быть как отдельные цилиндры, так и цилиндрические отверстия в блоке; способ открывает широкие возможности варьирования режи-