

**Марьина Н.Л.**

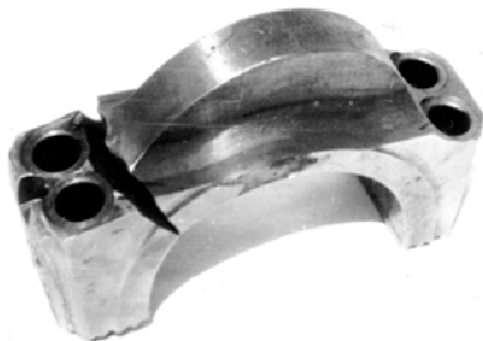
Кандидат технических наук, доцент, Балаковский институт техники, технологии и управления, г. Балаково, Россия

**Марьин А.Э.**

Студент УИТбз, Балаковский институт техники, технологии и управления, г. Балаково, Россия

## **ИССЛЕДОВАНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В КРИВОШИПНОЙ ГОЛОВКЕ ШАТУНА ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ**

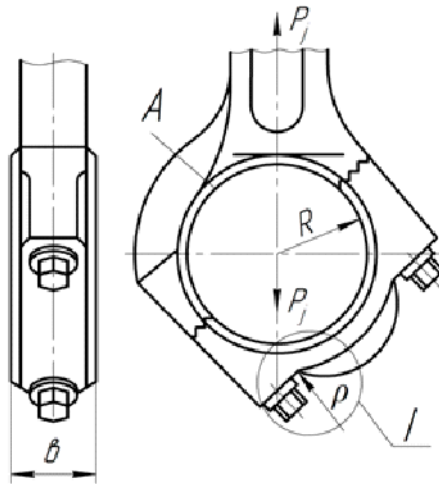
Проблема повышения работоспособности шатунов высокофорсированных дизелей связана с усталостным разрушением крышек кривошипных головок в районе опорных площадок под головки нижних шатунных болтов. Анализ усталостных изломов показывает, что зарождение усталостных трещин наблюдается в галтельном радиусе перехода ребра жесткости в опорную площадку в зоне наименьшего сечения (рис.1). Подобная закономерность трещинообразования свидетельствует о высоком уровне рабочих напряжений и наличии их концентрации с высоким градиентом.



*Рис.1 Усталостное разрушение кривошипной головки шатуна*

Данные о характере распределения напряжений в пределах опасного сечения в нижнем галтельном радиусе кривошипной головки с учетом концентрации напряжений в технической литературе не описаны. Вместе с тем при оценке запасов усталостной прочности (по выносливости) кривошипной головки теоретические коэффициенты концентрации напряжений, как частные случаи, определяются по справочным пособиям и формулам в зависимости от схемы нагружения и соотношения геометрических характеристик рассматриваемой зоны. Многочисленные формулы и методики определения теоретических коэффициентов концентрации напряжений в частных случаях не решают проблемы в целом для кривошипных головок, в

основу расчета полагаются критерии, характерные для частного напряженного состояния и не являющиеся универсальными. Кроме того значения теоретических коэффициентов концентрации напряжений, полученные в частных случаях, имеют существенно заниженные значения по сравнению с экспериментальными данными, что в конечном итоге вносит существенную ошибку в оценку запасов усталостной прочности и может дать неверное представление о прогнозируемом ресурсе и долговечности конструкции шатуна в целом. Изложенное позволяет констатировать, что требуются новые подходы к оценке напряженного состояния кривошипных головок шатунов в условиях форсированного динамического нагружения.



*Рис. 2. Инерционное нагружение кривошипной головки шатуна высокофорсированного дизеля*

Шатуны современных высокофорсированных V-образных дизелей изготавливаются с крышками кривошипных головок, существенными особенностями которых являются входящие галтели радиусами  $\rho$  от обработанных опорных поверхностей под головки шатунных болтов к крышке кривошипной головки (рис.2).

Для оценки номинальных напряжений и прочностного расчета кривошипной головки в производственных условиях с успехом используется метод стержневой аналогии, преимущество которого в относительной простоте и возможности учета переменной толщины головок. Однако, как это отмечено в [1, с.72-76], при сложных по конфигурации кривошипных головках и массивах по объему радиусных сопряжениях  $\rho$  упомянутый метод может «оказаться недостаточно точным и в связи с этим потребовать дополнительной проверки более точными и независимыми расчетно-аналитическими методами».

В условиях нагружения шатунов знакопеременными динамическими

нагрузками в отечественной литературе отмечались случаи локального перенапряжения радиусного сопряжения [2,с.1-4] из-за концентрации напряжений, однако количественная оценка последней в этой зоне не проводилась.

При инерционном растягивающем нагружении  $P_j$  кривошипной головки в радиусном переходе крышки (рис.3 - вид I по рис.2) возникают внутренние силовые факторы: изгибающие моменты и растягивающие усилия  $N$ . Аналитически оценить концентрацию напряжений в этой зоне можно приближенно по гипотезе цилиндрических сечений для бруса с односторонним вырезом [3,с.97-99] при его растяжении и изгибе. Однако приближенная оценка концентрации напряжений не позволяет полностью решить задачу: можно получить только приближенное распределение главного напряжения по ослабленному сечению в зоне концентрации напряжений. Таким путем невозможно учесть эффект взаимного влияния общего напряженного состояния расточки А (рис.2) под подшипник в кривошипной головке (разгружающий эффект) на концентрацию напряжений в радиусном переходе  $\rho$ . По этой причине расчеты концентраций напряжений по указанной методике получаются существенно завышенными, что, в конечном итоге, вносит грубую ошибку в оценку запасов усталостной прочности и может дать неверное представление о прогнозируемом ресурсе и долговечности конструкции шатуна в целом.

Если же рассматривать кривошипную головку как пластину со взаимным влиянием напряженного состояния внутреннего отверстия А под расточку подшипника и радиуса  $\rho$  сопряжения опорной поверхности шатунного болта с телом кривошипной головки (радиус расточки  $R$  существенно больше радиуса сопряжения  $\rho$ ), то при растяжении такой пластины наибольшее из напряжений возникает на контуре радиусного сопряжения  $\rho$  в точке В (рис.3), при этом на контуре расточки из-за малости радиуса  $\rho$  и расположения последнего в непосредственной близости от радиуса расточки проходит «разгрузка» по сравнению с концентрацией напряжений у одного отверстия А в пластине. Учитывая изложенное, рассмотрим напряженное состояние и концентрацию напряжений в зоне радиусного перехода  $\rho$  крышки кривошипной головки с учетом эффекта разгрузки. При растяжении продольными силами максимальные локальные напряжения в точке В имеют вид [3,с.97-99]

$$\sigma_{Bp} = \frac{N}{2 \cdot b \cdot \rho \cdot y_a \cdot \left( \frac{1}{2\sqrt{c}} \cdot \ln \frac{\sqrt{c} - y_a + y_b}{\sqrt{c} - y_a} + \frac{y_b}{c} \right)} \quad (1)$$

где  $b$  - ширина кривошипной головки,  $\rho$  - радиус перехода от обработанной опорной поверхности под головку шатунного болта к крышке кривошипной головки;  $y_a, y_b$  - координаты, определяющие положение линии действия сил.

$$c = 2 \cdot \rho \cdot y_a + y_a^2$$

Напряженное состояние в точке В от разгружающего действия напряженного состояния внутреннего отверстия А под расточку подшипника, полученное при растяжении, можно оценить, исходя из метода стержневой аналогии или из известной из сопротивления материалов зависимости

$$\sigma_B = -N / b \cdot h \quad (2)$$

Суммарное значение напряженного состояния в точке В при растяжении учетом эффекта разгрузки

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{N}{2 \cdot b \cdot \rho \cdot y_a \cdot \left( \frac{1}{2\sqrt{c}} \cdot \ln \frac{\sqrt{c} - y_a}{\sqrt{c} - y_a} + \frac{y_b}{c} \right)} - \frac{N}{b \cdot h} \quad (3)$$

Теоретический коэффициент концентрации напряжений в точке В при растяжении

$$\alpha_{Bp} = \frac{\sigma_{\Sigma}}{\sigma_B} = \frac{h}{2y_a} \cdot \left[ \frac{1}{\rho \cdot \left( \frac{1}{2\sqrt{c}} \cdot \ln \frac{\sqrt{c} - y_a}{\sqrt{c} - y_a} + \frac{y_b}{c} \right)} - 1 \right] \quad (4)$$

При изгибе моментом М максимальные локализованные напряжения в точке В имеют вид [3,с.97-99]

$$\sigma_{ВИ} = \frac{M}{2 \cdot b \cdot \rho \cdot \left[ -y_a + \frac{c}{2 \cdot \sqrt{c}} \cdot \ln \frac{\sqrt{c} + y_a}{\sqrt{c} - y_a} + \frac{y_b^3}{3c} \right]} \quad (5)$$

Напряженное состояние в точке В от разгружающего действия напряженно-состояния внутреннего отверстия А под расточку подшипника, полученное при изгибе, можно определить, исходя из метода стержневой логики или известного из

$$\sigma_R^i = 6M / h^2 b \quad (6)$$

Общее напряженное состояние в точке В при изгибе с учетом эффекта грузки

$$\sigma_{\Sigma}^i = \frac{M}{2 \cdot b \cdot \rho \cdot \left[ -y_a + \frac{c}{2 \cdot \sqrt{c}} \cdot \ln \frac{\sqrt{c} + y_a}{\sqrt{c} - y_a} + \frac{y_b^3}{3c} \right]} + \frac{6M}{h^2 b} \quad (7)$$

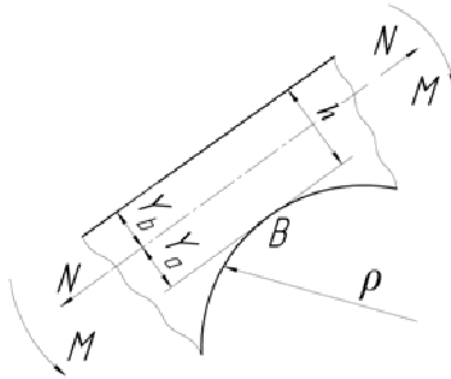


Рис. 3. Геометрические характеристики и внутренние силовые факторы в зоне радиусного перехода крышки кривошипной головки шатуна

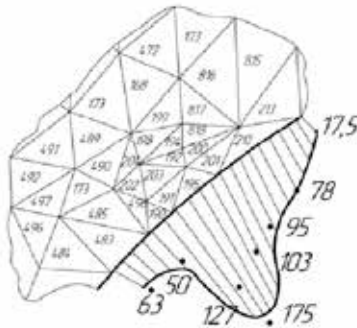


Рис.4. Конечно элементная аппроксимация и эпюра напряженного состояния зоны радиусного перехода крышки кривошипной головки шатуна

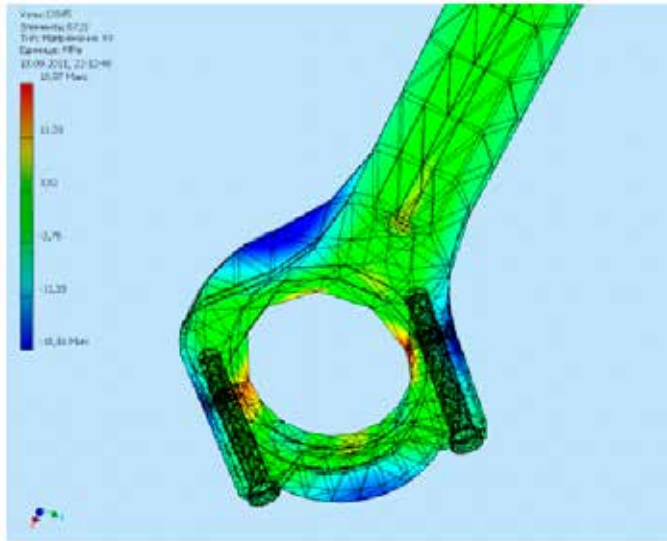


Рис. 5. Схема компьютерной дискретизации МКЭ упругой системы

«кривошипная головка шатуна»

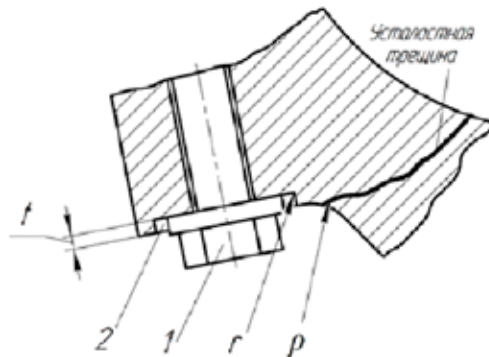


Рис.6. Кольцевая фаска на опорной поверхности под головку шатунного болта к крышке кривошипной головки шатуна

Теоретический коэффициент концентрации напряжений в точке В при изгибе

$$\alpha_{B\Sigma} = \frac{\delta_{B\Sigma}^*}{\delta_B^*} = \frac{h^2}{6} \left[ \frac{1}{2\rho \left( -Y_a + \frac{c}{2\sqrt{c}} \ln \frac{\sqrt{c} + Y_a}{\sqrt{c} - Y_a} + \frac{Y_B^3}{3c} \right)} + \frac{6}{h^2} \right] \quad (8)$$

Суммарная величина теоретического коэффициента концентрации напряжений в точке В от изгиба и растяжения

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha_B + \alpha_{B\Sigma} = \frac{h}{2Y_a} \left[ \frac{1}{\rho \left( \frac{1}{2\sqrt{c}} \ln \frac{\sqrt{c} + Y_a}{\sqrt{c} - Y_a} + \frac{Y_B}{c} \right)} - 1 \right] + \frac{h^2}{6} \left[ \frac{1}{2\rho \left( -Y_a + \frac{c}{2\sqrt{c}} \ln \frac{\sqrt{c} + Y_a}{\sqrt{c} - Y_a} + \frac{Y_B^3}{3c} \right)} + \frac{6}{h^2} \right] \quad (9)$$

Так, например, расчетное значение  $\alpha_{\Sigma}$  по приведенной зависимости для радиусного перехода крышки кривошипной головки шатуна высокофорсированного дизеля 6ЧН 21/21 соответствует 2,55.

Аналитическое исследование распределения напряжений в нижней галтельной зоне кривошипной головки применительно к быстроходному дизелю 6ЧН 21/21 выполнено численным методом конечных элементов (МКЭ), оценен теоретический коэффициент концентрации напряжений. Конечно-элементная аппроксимация и эпюра напряженного состояния зоны радиусного перехода крышки кривошипной головки представлены на рис.4 и рис.5.

Эпюра напряженного состояния нижней галтельной зоны кривошипной головки подтверждает высокий уровень рабочих напряжений ( $\sigma_{\max} = 175$  МПа), а теоретический коэффициент  $\alpha_{\sigma} = \sigma_{\max} / \sigma_H$  для напряжений, определенный из известной зависимости для нижней галтели кривошипной головки шатуна дизеля 6ЧН 21/21 соответствует 2,3 (здесь  $\sigma_{\max}$  - максимальное значение рабочего напряжения в нижней галтели при действии силы инерции на кривошипную головку,  $\sigma_H$  - номинальное напряжение в нижней галтели, полученное экстраполяцией рабочих напряжений при обработке результатов расчета).

На основании выше изложенного можно сделать следующие выводы.

1. Расчетно-аналитическим путем исследована возможность учета теоретического коэффициента концентрации напряжений в зоне радиусного перехода опорной поверхности под головку шатунного болта к крышке кривошипной головки. Сравнительный анализ результатов для различных моделей показал, что теоретический коэффициент концентрации напряжений в указанной зоне для высокофорсированного дизеля 6ЧН21/21 оставляет 2,3-2,55, что необходимо учитывать при усталостном расчете шатуна.

2. В сочетании метода стержневой аналогии и приведенной методики оценки

концентрации напряжений можно при сохранении необходимой точности и полноты достигнуть упрощения в решении задачи о напряженном состоянии в радиусном сопряжении от обработанной опорной поверхности под головку шатунного болта к крышке кривошипной головки.

Литература

1. Жуковский В.С., Кригер В.А. Расчетно-экспериментальное исследование шатунов двигателей внутреннего сгорания//Изв.ВУЗов. Машиностроение.-1978.-№ 11.-С.72-76.
2. Косырев С.П. Повышение запаса усталостной прочности шатуна высокофорсированного дизеля//Двигатели внутреннего сгорания/ЦНИИТЭИтяжмаш/ .-1983 .-№ 4-83-15 .-С .1-4.
3. Шишорина О.И. Концентрация напряжений около двух неравных круговых близко расположенных отверстий при растяжении//Проблемы прочности в машиностроении.-М.:.-Вып.9.-1962.-С.97-99.