

УДК 621.436-232

**МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОНЦЕНТРАТОРОВ
НАПРЯЖЕНИЙ НА КРИВОШИПНОЙ ГОЛОВКЕ
ШАТУНА ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ**

*Селифонов С.К., студент 4 курса вечерне-заочного
факультета, Марьин Д.Э., студент 4 курса
вечерне-заочного факультета*

*Научный руководитель - Марьина Н.Л., кандидат
технических наук, доцент*

*Балаковский институт техники, технологии и управления
(филиал) СГТУ им. Гагарина Ю.А., г. Балаково*

Ключевые слова: *Инерционное нагружение, оценка
концентрации напряжений, кривошипная головка шатуна.*

*Работа посвящена проблеме разработки методики
расчета напряженного состояния шатунов и оценке
концентрации напряжений в кривошипной головке шатуна
высокофорсированных дизелей.*

При инерционном растягивающем нагружении P_j кривошипной головки в радиусном переходе крышки 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 [1] при его растяжении и изгибе. Однако приближенная оценка концентрации напряжений [1] 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.1) под подшипник в кривошипной головке (разгружающий эффект) на концентрацию напряжений в радиусном переходе ρ . 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 ρ сопряжения опорной поверхности шатунного болта с телом кривошипной головки (радиус расточки R существенно больше радиуса сопряжения ρ), то при растяжении такой пластины, как это отмечено в [2], наибольшее из напряжений возникает на контуре радиусного сопряжения ρ в точке В (рис.1), при этом на контуре расточки из-за малости радиуса ρ 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 ρ крышки кривошипной головки с учетом эффекта разгрузки. При растяжении продольными силами максимальные локальные напряжения в точке В имеют вид [1]

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

где b - ширина кривошипной головки, ρ - 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

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

Теоретический коэффициент концентрации напряжений в точке В при растяжении

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

При изгибе моментом М максимальные локализованные напряжения в точке В имеют вид [1]

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

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 теории кривого бруса выражения.

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

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

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

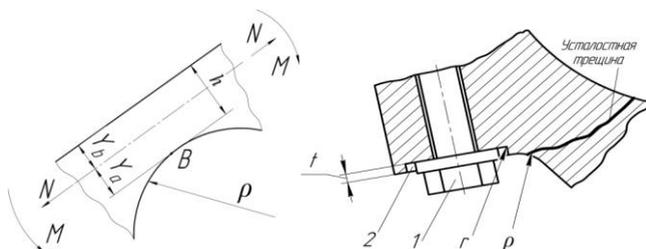


Рисунок 1 – Геометрические характеристики и внутренние силовые факторы в зоне радиусного перехода крышки кривошипной головки шатуна

Теоретический коэффициент концентрации напряжений в точке В при изгибе

$$\alpha_{B_N} = \frac{\delta'_{B_N}}{\delta'_B} = \frac{h^2}{6} \left[\frac{1}{2\rho \left(-Y_a + \frac{c}{2\sqrt{c}} \ln \frac{\sqrt{c} + Y_a}{\sqrt{c} - Y_a} + \frac{Y_B^3}{3c} \right)} + \frac{6}{h^2} \right] \quad (8)$$

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

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

При инерционном растягивающем нагружении P_j кривошипной головки в радиусном переходе крышки 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 [1] при его растяжении и изгибе. Так, например, расчетное значение суммарного коэффициента концентраций напряжений α_{Σ} по разработанной методике расчета для радиусного перехода крышки кривошипной головки шатуна высокофорсированного дизеля 6ЧН 21/21 соответствует 2,55.

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

На основании выше изложенного можно сделать следующий вывод:

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.

Библиографический список

5. Верховский А.В. и др. Определение напряжений в опасных сечениях деталей сложной формы. М.:Машгиз, 1958.-248 с.
6. 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.

METHOD FOR DETERMINING CONCENTRATORS ON THE CRANK CONNECTING ROD BOOSTED DIESELS

Marin D.E., Selifonov S.K., Marina N.L.

Key words: *Inertial loading, evaluation of stress concentration, crank connecting rod end.*

The work is devoted to the development of methods for calculating the stress state of the connecting rods and evaluation of stress concentration at the head of the crank rod highly accelerated diesel engines.

УДК 621.914.3-181

**АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА
КОНСОЛЬНО ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА**

**Семёнов А.В., студент 6 курса машиностроительного
факультета**

**Научный руководитель - Кирилин Ю.В.,
доктор технических наук, профессор**

**ФГБОУ ВПО «Ульяновский государственный технический
университет»**

Ключевые слова: жесткость, податливость, динамика,
устойчивость.

Работа посвящена исследованию динамических характеристик шпиндельного узла консольно фрезерного станка.

Расчет шпиндельного узла (ШУ) консольного фрезерного станка выполняем используя программу «SPINCH». Расчетная схема ШУ и приведена на рис.1. Тело ШУ разбито на 11 упругих элементов (обведены кружком) и ему принадлежат 11 узловых точек. В 5, 8 и 10 узловой точке расположены сосредоточенные массы, втулка, моделирующая гайка, за счет которой создается предварительный натяг, и зубчатое колесо соответственно.