

УДК 621.431

**А.В. Неменко, доцент, канд. техн. наук,**

**М.М. Никитин, инженер**

*Севастопольский национальный технический университет*

*ул. Университетская, 33, г. Севастополь, 299053*

*E-mail: root@sevtu.sebastopol.ua*

## **ОЦЕНКА УСТАЛОСТНОЙ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ ШАРНИРА КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА**

*Предложен критерий работоспособности поршневого пальца кривошипно-ползунного механизма, учитывающий ресурс детали и количество циклов её нагружения. Рассмотрен учет количества циклов при несинусоидальном характере нагрузки и получены расчетные зависимости.*

**Ключевые слова:** поршневая группа, усталостное повреждение, циклическое нагружение, кривошипно-ползунный механизм.

**Введение.** Шарнир соединения ползуна с шатуном является одной из деталей кривошипно-ползунного механизма, испытывающих циклическую знакопеременную нагрузку. Конструктивно в двигателях внутреннего сгорания и компрессорах он выполняется в виде вращательной пары скольжения, причем охватываемая деталь – поршневой палец – может быть связана с шатуном, ползуном либо свободно вращаться. В большинстве случаев поршневой палец, размещенный внутри поршня, обладает наименьшим сечением среди всех вращательных пар механизма, что является предпосылкой для выделения его в качестве критичного элемента рассматриваемой механической системы.

В настоящее время для предупреждения отказа механизма во время работы замена деталей цилиндра-поршневой группы регламентируется инструкциями завода-изготовителя. При этом рассматривается единственный параметр замены – ресурс детали. Такой подход, справедливый при постоянных условиях нагружения механизма, оказывается некорректным при их изменении.

Возникает задача непосредственной оценки возможности усталостного повреждения поршневого пальца работающего кривошипно-ползунного механизма и её практического приложения – оставшегося ресурса до поломки пальца в единицах измерения времени или угла поворота кривошипа.

Общий подход, которого мы будем в дальнейшем придерживаться, состоит в соблюдении величины нормальных напряжений в опасном сечении, меньшей предела прочности материала пальца:

$$\sigma_R < \sigma_{RP}, \quad (1)$$

где в левой части каждого неравенства – обобщенный показатель действительного уровня нормальных напряжений, вызываемых изгибом, в правой – его допустимые значения.

Для оценки ресурса необходимо располагать адекватными значениями левой и правой частей неравенств (1) для каждого момента времени.

Специфика поршневого пальца, детали, размещенной внутри нескольких массивных проводящих узлов, подвергающейся воздействию акустического и теплового полей значительной интенсивности, существенно затрудняет её диагностику с помощью размещения контактных датчиков. Вместе с тем, величина реакции в пальце в любой момент времени может быть с высокой степенью точности восстановлена по непосредственно измеряемым параметрам: давлению в цилиндре, углу поворота кривошипа и мгновенной скорости его вращения, массогабаритным показателям звеньев кривошипно-ползунного механизма. Эти величины известны с постройки двигателя либо собираются автоматизированными системами контроля. За цикл двигателя кривошип совершает два полных оборота, в течение которых зависимость реакции от угла поворота кривошипа сильно отличается от синусоидальной. В этом случае процесс нагружения поршневого пальца можно представить в виде совместного воздействия гармоник разложения  $R_{23}$  в тригонометрический ряд по углу поворота кривошипа. При этом количество циклов, добавляемое к нагружению пальца, для каждой гармоники будет равно её номеру.

**Цель работы** – получение расчетных зависимостей для ресурса поршневого пальца цилиндра четырехтактного дизеля из отсутствия усталостного разрушения и установить необходимые параметры управляющего воздействия для достижения требуемой долговечности пальца в заданных эксплуатационных условиях.

**Материал исследования.** Рассмотрим поршневой палец как деталь, подверженную воздействию циклических напряжений, вызываемых реакцией  $R_{23}$ , действующей на поршень со стороны шатуна. Нормальные напряжения в левой части (1) пропорциональны величине  $R_{23}$  с коэффициентами, зависящими от геометрических характеристик поршневого пальца и шатуна. При условном нагружении

реакцией как сосредоточенной силой, приложенной в середине поршневого пальца как неподвижной оси, основными являются напряжения изгиба. При центральном приложении силы получим:

$$\sigma = \frac{2 \cdot R_{23}}{l \cdot W}, \quad (2)$$

где  $l$  – длина пальца, м;  $W$  – осевой момент сопротивления, м<sup>3</sup>; для круглого сечения диаметром  $d$  равный

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}. \quad (3)$$

Реакция меняется по величине и направлению периодически за цикл двигателя, что согласно (2) вызывает несимметричное знакопеременное изменение напряжений. Кроме того, процесс изменения реакции во времени показывает несинусоидальную зависимость, что можно интерпретировать как нагружение пальца многочастотным напряжением с амплитудами гармоник  $R_{23}$  и частотами, равными произведению угловой скорости кривошипа и номера гармоники [2].

При данном характере нагрузки существует соотношение [3, с. 77] между долговечностью детали от начала нагружения циклическим несинусоидальным напряжением до поломки и долговечностями при нагружении её же отдельными гармониками этого напряжения по несимметричному циклу, смещенному в положительную сторону на одну и ту же величину постоянной составляющей, которую обозначим через  $\sigma_0$ :

$$\frac{1}{T} = \frac{1}{T_1} + \frac{1}{T_2} + \dots + \frac{1}{T_m}, \quad (4)$$

где  $T$  – долговечность при нас;  $T_i$  – долговечность при нагружении пальца гармоникой порядка  $i$ , с, определяемая как произведение частоты гармоники  $f_i$  и количества совершенных ей циклов  $N_i$  до разрушения детали под её действием

$$T_i = \frac{N_i}{f_i}, \quad (5)$$

где количество циклов  $N_i$  снимается с кривой выносливости для образцов из материала пальца, подвергнутых несимметричному синусоидальному нагружению как абсцисса точки пересечения кривой с прямой, параллельной оси абсцисс и отстоящей от нее на величину амплитуды напряжения гармоники  $\sigma_i$ . При логарифмическом характере кривой выносливости вида

$$\sigma_i = a - b \cdot \ln N \quad (6)$$

получим аналитические зависимости

$$N_i = \exp\left(\frac{a - \sigma_i}{b}\right), \quad (7)$$

в случае, если пересечение происходит до угловой точки и  $N_i = \infty$ , и, соответственно, разрушения пальца, не происходит. Коэффициенты  $a$  и  $b$  находятся с помощью линейной регрессии.

Учитывая (3) – (7), получим формулу долговечности поршневого пальца при воздействии суммы  $m$  гармоник несинусоидального напряжения:

$$T = \frac{1}{f \cdot \sum_{i=1}^m \frac{1}{i \cdot N_i(\sigma_i)}}, \quad (8)$$

где  $f$  – частота колебания, Гц.

Для четырехтактного цикла частота  $f$  равна половине частоте вращения кривошипа в оборотах в секунду за счет того, что цикл двигателя, совпадающий с циклом нагружения, совершается за два оборота.

Используя соотношение (4), получим долговечность в количестве циклов первой гармоники

$$N = \frac{1}{\sum_{i=1}^m \frac{1}{i \cdot N_i(\sigma_i)}}. \quad (9)$$

Тогда оставшийся ресурс равен

$$L = N - N_0, \quad (10)$$

где  $N_0$  – общее количество совершенных двигателем циклов, которое может быть непосредственно подсчитано.

Для нахождения коэффициентов гармоник напряжения, запишем общие формулы

$$\sigma_i = \frac{2}{l \cdot W} \cdot \sqrt{a_{ri}^2 + b_{ri}^2}, \quad a_{ri} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{4\pi} R_{23}(\varphi) \cdot \cos \frac{i\varphi}{2} d\varphi, \quad b_{ri} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{4\pi} R_{23}(\varphi) \cdot \sin \frac{i\varphi}{2} d\varphi. \quad (11)$$

Получим реакцию шатуна на ползун  $R_{23}$ , составив уравнения квазистатического равновесия звеньев кривошипно-ползунного механизма. Схема механизма и действующие в звеньях силы и реакции показаны на рисунке 1.

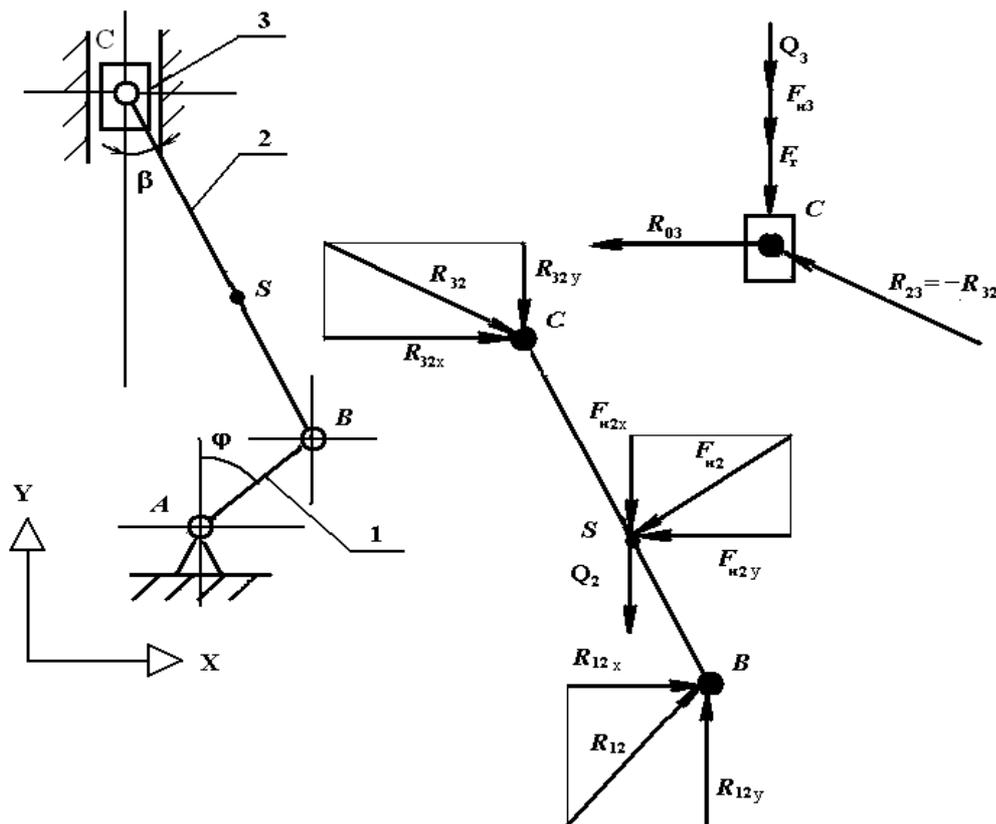


Рисунок 1 – К определению реакции, действующей на ползун со стороны шатуна

Обозначим:  $A, B, C$  – вращательные пары;  $S$  – центр масс шатуна;  $\varphi$  – угол поворота кривошипа, рад;  $\beta$  – угол поворота шатуна, рад;  $l_e$  – эксцентриситет механизма (расстояние по горизонтали между точками  $A$  и  $C$ ), м;  $F_g$  – сила давления газов на поршень, Н;  $Q_3$  – сила тяжести поршня, Н;  $F_{u3}$  – сила инерции поршня, Н;  $F_{u2}$  – сила инерции шатуна, Н;  $Q_2$  – сила тяжести шатуна, Н;  $R_{03}$  – реакция на ползун со стороны основания, Н;  $R_{23}$  – реакция на шатун со стороны поршня, Н;  $R_{12}$  – реакция на шатун со стороны кривошипа, Н.

Для нахождения реакций  $R_{03}$ ,  $R_{32}$  и  $R_{12}$  две последних разложены на вертикальные  $R_{32y}$  и  $R_{12y}$  и горизонтальные  $R_{32x}$  и  $R_{12x}$  составляющие, входящие вместе с  $R_{03}$  в 5 уравнений квазистатического равновесия, составленных для ползуна

$$\begin{cases} \sum F_{3x} = 0, \\ \sum F_{3y} = 0 \end{cases} \quad (12)$$

и шатуна

$$\begin{cases} \sum F_{2x} = 0, \\ \sum F_{2y} = 0, \\ \sum M_B = 0, \end{cases} \quad (13)$$

где  $F_{3x}, F_{3y}$  – горизонтальные и вертикальные проекции сил, действующих на ползун;  $F_{2x}, F_{2y}$  – то же для сил, действующих на шатун;  $M_B$  – моменты сил, действующих на шатун, относительно точки  $B$ .

Раскрыв систему (12), получим

$$\begin{cases} -(F_2 + Q_3 + F_{u3}) + R_{23y} = 0, \\ -R_{03} - R_{23x} = 0. \end{cases} \quad (14)$$

Учитывая, равенство по величине и противоположность по направлению компонент реакций  $R_{32}$  и  $R_{23}$ , раскроем систему (13):

$$\begin{cases} -R_{23x} - F_{u2x} + R_{12x} = 0, \\ R_{23y} - F_{u2y} + R_{12y} - Q_2 = 0, \\ R_{23y} \cdot BC \cdot \sin \beta - (F_{u2y} + Q_2) \cdot BS \cdot \sin \beta - \\ - R_{23x} \cdot BC \cdot \cos \beta - F_{u2x} \cdot \cos \beta = 0. \end{cases} \quad (15)$$

Из первого уравнения (14) и третьего уравнения (15) получим искомые формулы для  $R_{23}$

$$\begin{cases} R_{23y} = (F_2 + Q_3 + F_{u3}), \\ R_{23x} = R_{23y} \cdot \operatorname{tg} \beta - (F_{u2y} + Q_2) \cdot \frac{BS}{BC} \cdot \operatorname{tg} \beta - F_{u2x} \cdot \frac{BS}{BC}, \\ R_{23} = \sqrt{(R_{23x})^2 + (R_{23y})^2}. \end{cases} \quad (16)$$

Сила давления газов  $F_2$  пропорциональна давлению в цилиндре и площади поршня

$$F_2 = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p(\varphi)}{4}, \quad (17)$$

где  $D$  – диаметр поршня, м;  $p(\varphi)$  – давление в цилиндре в зависимости от угла поворота кривошипа, Па.

Входящие в формулы (13) силы  $Q_2, Q_3, F_2, F_{u2x}, F_{u2y}, F_{u3}$  и угол  $\beta$  являются однозначными функциями от угла поворота кривошипа  $\varphi$ , детальные зависимости и один из вариантов изменения давления в цилиндре для четырехтактного цикла представлены в [2].

На рисунке 2 представлен полученный по формулам (17) график зависимости реакции  $R_{32}$  от угла поворота кривошипа за цикл четырехтактного дизеля 6Ч23/30 при следующих параметрах вычислительной схемы: радиус кривошипа  $l_k = 0,15$  м; длина шатуна  $l_{ш} = 0,75$  м; диаметр цилиндра  $D = 0,23$  м; эксцентриситет механизма  $l_e = 0,00$  м; относительный центр масс шатуна  $k = 0,20$ ; масса шатуна  $m_2 = 20$  кг; масса ползуна  $m_3 = 30$  кг; угловая скорость кривошипа  $\omega = 104,7$  рад/с. Давление в цилиндре меняется по расчетному циклу с параметрами: степень сжатия  $\varepsilon = 14,0$ ; степень предварительного расширения  $\lambda = 1,4$ ; степень последующего расширения  $\rho = 1,5$ ; давление впуска  $p_a = 0,15$  мПа; давление выпуска  $0,175$  мПа; средний показатель политропы сжатия  $n_1 = 1,38$ ; средний показатель политропы расширения  $n_2 = 1,24$ .

Практически входными параметрами для контроля остаточного ресурса будут являться индикаторная диаграмма – зависимость давления в цилиндре за цикл, и отчет тахометра, непосредственно указывающий количество совершенных циклов. Массив давления измеряется с помощью штатного оборудования (индикаторный кран) за цикл двигателя цикла через равные промежутки времени  $\Delta t$ , после чего по формулам (12) – (17) восстанавливается реакция  $R_{23}$  и напряжение  $\sigma$  в опасном сечении поршневого пальца.

Для получения коэффициентов гармоник разложим реакцию  $R_{23}$  в тригонометрический ряд с периодом  $4\pi$ , равным периоду цикличности её изменения:

$$R_{23} = \frac{a_{r0}}{2} + \sum_{n=0}^{\infty} a_{ri} \cdot \cos \frac{\varphi}{2} + b_{ri} \cdot \sin \frac{\varphi}{2}. \quad (18)$$

Так как формулы (16) с входящими закономерностями определяют собой достаточно сложные функции от косвенно измеряемых параметров (индикаторная диаграмма, [2]), то коэффициенты (18) получим методами численного интегрирования закономерностей (11). Массив из  $k$  значений реакции  $R_{23}$  обозначим через  $(R_{23})_0, (R_{23})_1, \dots, (R_{23})_k$ .

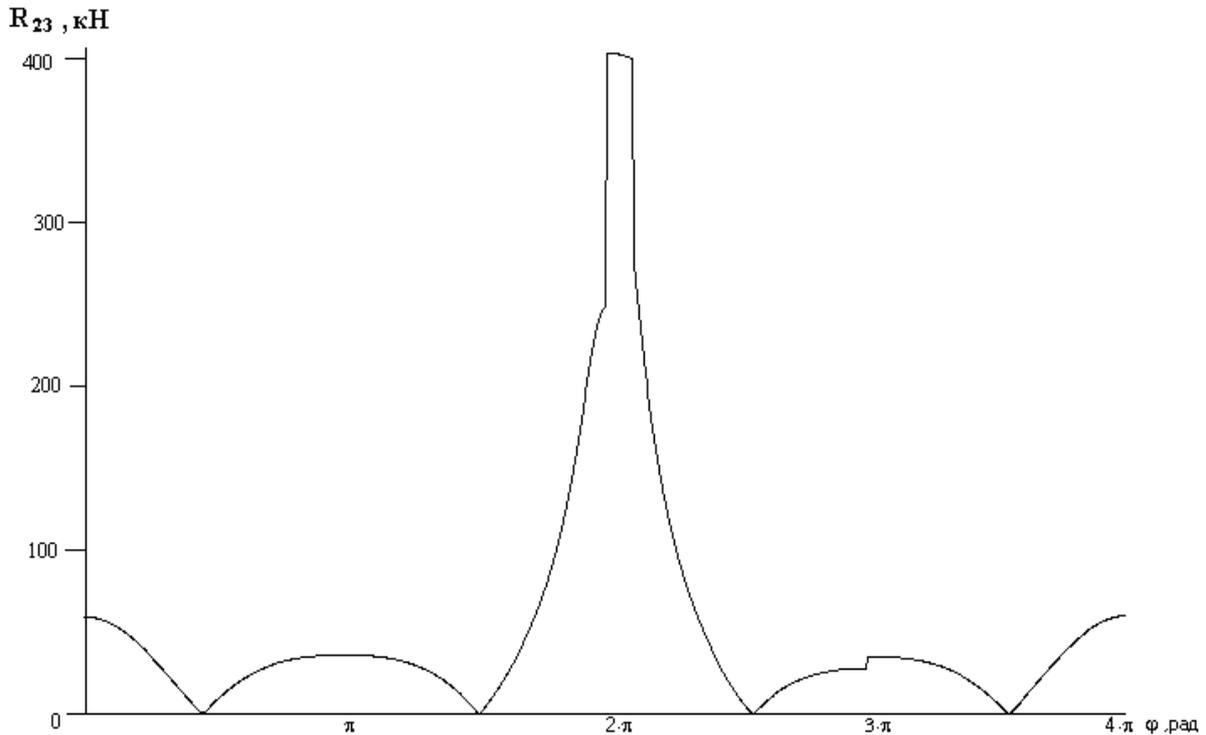


Рисунок 2 – Зависимость реакции, действующей на поршень со стороны шатуна двигателя 6Ч23/30, от угла поворота кривошипа

В этом случае шаг интегрирования (11) будет постоянным

$$\Delta\varphi = \frac{4\pi}{k}. \quad (19)$$

Учитывая (18), свойства тригонометрических функций, и применив формулу трапеций, получим расчетные формулы

$$a_{ri} = \frac{2}{k} \cdot \left( \frac{(R_{23})_1}{2} + \sum_{n=2}^{k-1} (R_{23})_n \cdot \cos \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot i}{k} + \frac{(R_{23})_k}{2} \right), \quad (20)$$

$$b_{ri} = \frac{2}{k} \cdot \left( \sum_{n=2}^{k-1} (R_{23})_n \cdot \sin \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot i}{k} \right). \quad (21)$$

Коэффициенты (20) и (21) первых ста порядков представленной на рисунке 2 зависимости реакции в поршневом пальце от угла поворота кривошипа показаны на рисунке 3.

Учитывая (11), перейдем от коэффициентов реакции к амплитудам гармоник напряжения

$$\sigma_i = \frac{2}{l \cdot W} \sqrt{a_{ri}^2 + b_{ri}^2}. \quad (22)$$

Рассмотрим непосредственно формирование управляющего воздействия по силе давления газов  $F_2$ . Задаемся количеством совершенных циклов  $N_0$ , оставшимся ресурсом  $L$  в количестве циклов, и числом удерживаемых гармоник  $m$ .

Учитывая (10) и (11), получим

$$L \geq \frac{1}{\sum_{i=1}^m \frac{1}{i \cdot \exp\left(\frac{a - \sigma_i - \sigma_0}{b}\right)}} - N_0, \quad (23)$$

где величины  $\sigma_i$  вычисляются с помощью (11), тогда относительно суммы гармоник получим следующее условие

$$\sum_{i=1}^m \frac{1}{i \cdot \exp\left(\frac{a - \sigma_i - \sigma_0}{b}\right)} \leq \frac{1}{L + N_0}. \quad (24)$$

По этому соотношению осуществляется проверочный расчет. В случае несоответствия вырабатывается управляющее воздействие.

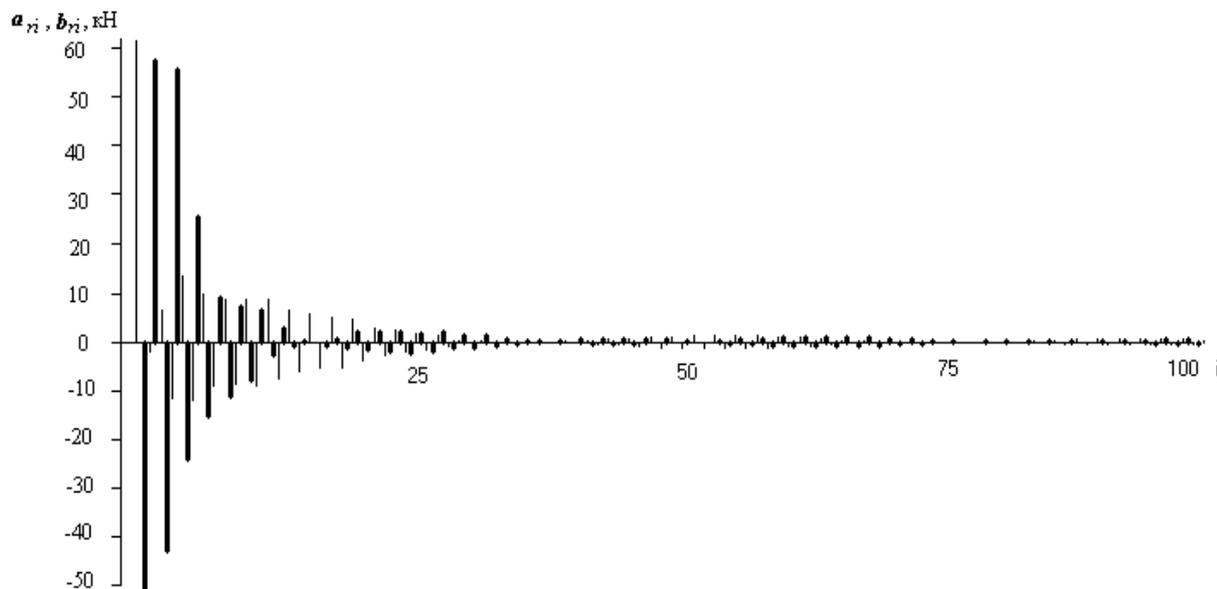


Рисунок 3 – Коэффициенты первых 100 гармоник реакции в поршневом пальце дизеля 6Ч23/30.

Малое изменение реакции можно представить в линеаризованном виде

$$\Delta R_{23} = \Delta F_2 \cdot \frac{\partial R_{23}}{\partial F_2}. \quad (25)$$

Уравнения (16) содержат при таком рассмотрении контролируемую (сила давления газов) и неконтролируемую (массогабаритные показатели) части, в результате преобразуем (25) к виду

$$\Delta R_{23} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot \Delta F_2 \cdot ((1 + tg\beta) \cdot F_2 + F_1)}{4 \cdot R_{23}}, \quad (26)$$

где  $F_1(\varphi)$  – сумма величин, зависящих только от угла поворота кривошипа либо постоянных:

$$F_1 = (Q_3 + F_{u3}) \cdot (1 + tg\beta) - (F_{u2y} + Q_2) \cdot \frac{BS}{BC} \cdot tg\beta - F_{u2x} \cdot \frac{BS}{BC}. \quad (27)$$

Учитывая (25) – (27), получим результирующие приращения гармоник напряжения. Формулы получаются из (11), (20) и (21) заменой вектора значений (19)  $(R_{23})_n$  вектором значений (26)  $(\Delta R_{23})_n$ .

Физически управляющее воздействие осуществляется изменением зависимости силы давления газов (17) от угла поворота кривошипа, расчетные формулы и параметры, позволяющие это осуществить, приведены в [2]. Процесс представляет оптимизационную задачу на минимум правой части (23) для фиксированного количества гармоник.

**Выводы.** Реакция в поршневом пальце описывается периодическими функциями угла поворота кривошипа, сумма которых представляет значительно отличающийся от синусоидального процесс. В формулы входят массы звеньев, сила давления газов, зависящая от параметров рабочего процесса цилиндра и угла поворота кривошипа.

В настоящей работе получен количественный критерий (24) работоспособности поршневого пальца кривошипно-ползунного механизма, учитывающий усталость, создаваемую разными спектральными составляющими напряжения. С количественной стороны, остаточный ресурс согласно (24) представляет собой аддитивную величину относительно амплитуд различных гармоник, что может

быть использовано для коррекции одних за счет других с сохранением общей суммы в левой части в необходимых пределах. Собственно корректирующее воздействие, согласно (26), (27) может носить только частичный характер вследствие неустраняемого воздействия инерционных и массовых сил за цикл двигателя.

Учитывая рассмотренные факторы, задача контроля состояния поршневого пальца отдельного цилиндра решена с помощью анализа гармонического состава действующего в опасном сечении напряжения с подсчетом эквивалентного числа циклов и вычислением остаточного ресурса

#### ***Бibliографический список использованной литературы***

1. Любошиц М.И. Справочник по сопротивлению материалов / М. И. Любошиц, Г.М. Ицкович. — Минск: Вышэйшая школа, 1969. — 464 с.
2. Неменко А.В. Определение зазоров вращательных пар двигателя внутреннего сгорания по параметрам его рабочего процесса/ А.В. Неменко, М.М. Никитин // Проблемы качества и долговечности зубчатых передач редукторов, их деталей и узлов: матер. междунар. науч.-техн. конференции, г. Севастополь, 1–4 сент. 2004 г. — Севастополь: СевНТУ, 2004. — С. 124–134.
3. Почтенный Е.К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций / Е.К. Почтенный. — Минск: Арти-Фекс, 2002. — 188 с.
4. Неменко А.В. Экстраполяция кривой выносливости за пределы диапазона измерений / А.В. Неменко, М.М. Никитин // Вестник СевНТУ. Сер. Механика, энергетика, экология: сб. науч. тр. — Севастополь: СевНТУ, 2010. — Вып. 110. — С. 288–290.

*Поступила в редакцию 11.01.2014 г.*

#### **Неменко О.В., Никитин М.М. Оцінка втомної пошкоджуваності шарніра кривошипно-повзунного механізму**

Запропоновано критерій працездатності поршневого пальця кривошипно-повзунного механізму, що враховує ресурс деталі і кількість циклів її навантаження. Розглянуто облік кількості циклів при несинусоїдному характері навантаження та отримані розрахункові співвідношення.

**Ключові слова:** поршнева група, утомлююче пошкодження, циклічне навантаження, кривошипно-повзунний механізм.

#### **Nemenko A., Nikitin M. Evaluation of fatigue defectiveness of slider-crank mechanism joint**

We propose a criterion of piston pin operability in slider-crank mechanism using the resource of the unit and the number of loading cycles. We consider the estimation of number of cycles during non-sinusoidal loading and present calculating formulas.

**Keywords:** piston group, fatigue damage, cyclic loadening, slider-crank mechanism.