

**МАШИНОСТРОЕНИЕ И ИНЖЕНЕРНАЯ МЕХАНИКА**

УДК 677.055.621.3.015.3

Л.Н.БЕРЕЗИН

Киевский национальный университет технологий и дизайна

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НАБЛЮДЕНИЙ  
В РАСЧЕТАХ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ СТЕРЖНЕВЫХ  
ЭЛЕМЕНТОВ ЧУЛОЧНО-НОСОЧНЫХ АВТОМАТОВ**

*Предложены основные положения построения кривой усталости стержневых элементов сложной ступенчатой формы при циклических регулярных нагрузках, наличие которой позволяет реализовать переход от нагрузок элементов к расчетам их надежности. Выполнены на примере селекторов чулочно-носочных автоматов и основаны на определении характеристик спектра их нагрузок и ограниченной долговечности с использованием результатов расчета нагрузок и данных эксплуатационных наблюдений, что позволяет принимать рациональные конструктивные решения вязальных механизмов автоматов по расчетным рекомендациям ограниченного предела усталости селекторов, который соответствует заданному числу циклов нагрузок. Для использования подхода необходим значительный объем хронометражных данных о долговечности селекторов автоматов-прототипов с преемственностью конструкции.*

*Ключевые слова:* селектор, усталость, долговечность.

L.N. BEREZIN

Kyiv National University of Technologies and Design

**USING RESULTS OF OPERATING SUPERVISIONS IN CALCULATIONS OF FATIGUE  
LONGEVITY OF THE ROD ELEMENTS OF AUTOMATIC HALF-HOSE MACHINES****Abstract**

*An aim of the article is development of methodology of decision of the applied tasks on providing of the set level of longevity and reliability on the criterion of fatigue strength of the rod elements on the stage planning. A research object (selector) is the rod elements of difficult forms which use in the knitting's mechanisms of automatic half-hose machines for the selection of knitting's needles. Community of reasons and factors, influencing on fatigue destructions of selectors, needles and pushrods, allows using general methodological approach in determination of their longevity and reliability. A main link in calculations is a construction of the crooked fatigue of selectors from data of loading and to the results of operating supervisions. The real loading on selectors determined analytically and replaced equivalent force the action of that is equivalent on the degree of bringing of fatigue destruction. The number of cycles to fatigue destruction of selectors was determined on the number of cycles of stress at making one model good and amount of the made wares.*

*Offered approach determination of fatigue longevity of the rod elements allows to avoid the protracted model tests of the rod details of different forms and operatively to analyse efficiency acceptance of designer decisions on the stages of planning and polishing in the conditions of a limit amount of samples.*

*Keywords:* selector, fatigue, longevity.

**Постановка проблемы**

Характерной тенденцией развития оборудования является рост производственных мощностей за счет интенсификации технологических процессов и конструктивных усложнений, что приводит к существенному повышению нагрузок в механизмах. Особенно наглядно это касается чулочно-носочных автоматов как оборудования с традиционной реализацией процесса петлеобразования. Поэтому наряду с проектными параметрическими и функциональными характеристиками автоматов, соответственно, возрастают требования к уровню их надежности. Результаты эксплуатационных наблюдений автоматов в производственных условиях показали [1], что надежность вязального механизма для автоматов является определяющей и характеризуется, прежде всего, усталостным разрушением ряда однотипных стержневых деталей, а именно: вязальных игл, селекторов и толкателей. Так как размеры этих деталей не могут быть увеличены из-за ряда технологических

ограничений, то расчеты их на усталостную прочность целесообразно выполнять в вероятностном аспекте.

#### Объекты и методы исследования

Объектом исследования являются положения построения кривой усталости стержневых элементов сложной ступенчатой формы на примере селекторов. Использовались результаты динамического анализа взаимодействия селекторов с направляющими клиньями, методика статистической обработки данных эксплуатационных наблюдений, а также положения сопротивления материалов и теории надежности с учетом специфики нагрузок.

#### Анализ исследований и публикаций

Общепринятый вероятностный расчет деталей общего машиностроения на усталостную долговечность реализуется на информации о нагрузках и характеристиках сопротивления усталости как функций случайных величин. Для построения кривой усталости детали преимущественно используют результаты длительных натуральных испытаний партии деталей. Однако, требования к сокращению стоимости и продолжительности испытаний заводских образцов делают целесообразными построение кривой усталости детали по расчетным зависимостям с учетом ее конструктивных, технологических и эксплуатационных особенностей. Кроме того, использование существующих положений применительно к стержневым элементам ограничено рядом причин: сложностью форм, невозможностью обеспечить необходимые запасы прочности, увеличением размеров, сложностью определения общего коэффициента снижения предела усталости, который учитывает конструктивные и технологические особенности элементов, отсутствием информации о параметрах их усталости, которые отвечают условиям работы.

#### Формулировка цели исследований

Целью работы является дальнейшее развитие методологии решения прикладной задачи по обеспечению на стадии проектирования заданного уровня долговечности и надежности по критерию усталостной прочности на примере стержневых элементов ступенчатой формы вязальных механизмов чулочно-носочных автоматов.

#### Результаты и их обсуждение

Учитывая целесообразность использования вероятностных расчетов долговечности стержневых элементов чулочно-носочных автоматов, в статье рассмотрены положения построения кривой усталости деталей сложных форм по данным циклических нагрузок и результатам эксплуатационных наблюдений в производственных условиях.

Для выполнения расчетов на ограниченную долговечность стержневых элементов необходимы сведения о параметрах их усталости с учетом условий приложения нагрузок. По результатам натуральных испытаний селекторов кривая их усталости описывается зависимостью вида [2]:

$$\bar{\sigma}_{-1DN_i} = -2,624 \lg N_i + 37,64 + 0,567U, \quad (1)$$

где  $\bar{\sigma}_{-1DN_i}$  – медианное значение предела ограниченной усталости селекторов (предельная амплитуда напряжений, которая соответствует числу циклов  $N_i$ );

$U$  – нормированная случайная величина, которая распределена по нормальному закону с математическим ожиданием  $m_U = 0$  и средним квадратичным отклонением  $S_U = 1$ .

Предлагаемый упрощенный способ построения кривой усталости селекторов предусматривает использование данных эксплуатационных исследований механизмов отбора. Под наблюдения поставлены селекторы чулочно-носочных автоматов серии ОЗД с диаметром игольного цилиндра  $3 \frac{3}{4}$  ", для которых средняя наработка на отказ заправки [3] составила  $T_k = 371$  часов при наличии  $k = 168$  селекторов. Учитывая, что 28 % отказов относятся к усталостным разрушениям стержней селекторов, соответственно, наработка до усталостного разрушения одного селектора равна  $T = T_k \cdot k / 0,28$ .

Число циклов до усталостного разрушения селекторов равно  $N = N_{\text{бл}} \cdot v_{\text{бл}} = 2,24 \cdot 10^9$  циклов, где  $N_{\text{бл}}$  – число циклов нагрузок селектора при взаимодействии со стационарными (неподвижными) наклонными клиньями, подвижным клином неполного заключения и горизонтальным ограничивающим кольцом при изготовлении одного типового изделия;  $v_{\text{бл}}$  – число однотипных

блоков нагрузок до усталостного разрушения селекторов, которое равняется количеству изготовленных изделий.

При эксплуатационных испытаниях с продолжительностью технологического цикла  $t = 3,6$  мин. имеем  $v_{\text{бл}} = 60T/t = 3,71 \cdot 10^6$ .

Расчету  $N_{\text{бл}}$  предшествовал анализ траектории движения селектора в вязальном механизме при изготовлении разных участков изделия. Число циклов нагрузки селектора при изготовлении одного типового изделия на различных участках определяем по формулам:

$$\text{– для бортика изделия } N_{\text{борт}} = \frac{n_{\text{борт}}}{p} (N_1 + N_2 + N_3) = n_{\text{борт}}; \quad (2)$$

$$\text{– для паголенка } N_{\text{паг}} = \frac{n_{\text{паг}}}{p} (N_1 + N_2 + N_3) P = 0,84 n_{\text{паг}}; \quad (3)$$

$$\text{– для следа } N_{\text{след}} = \frac{n_{\text{след}}}{p} (N_1 + P(N_2 + N_3)) = 0,89 n_{\text{след}}; \quad (4)$$

– для отработки, кольцевого усиления и ранжейных рядов

$$N_{\text{отр}} + N_{\text{усил}} + N_{\text{pp}} = n_{\text{отр}} + n_{\text{усил}} + n_{\text{pp}}, \quad (5)$$

где  $N_1, N_2, N_3$  – количество ударов селектора с клиньями при одноразовом взаимодействии, т.е. при отсутствии отскока ( $N_1 = N_2 = N_3 = 1$ );

$p = 3$  – количество вязальных систем;

$P = 1 - Q = 0,84$  – вероятность выхода селектора на траекторию заключения при взаимодействии с клиньями полного подъема;

$n_{\text{борт}}, n_{\text{паг}}, n_{\text{след}}, n_{\text{отр}}, n_{\text{усил}}, n_{\text{pp}}$  – количества петельных рядов на соответствующих участках типового изделия.

После подстановки  $n_{\text{борт}}, n_{\text{паг}}, n_{\text{след}}, n_{\text{отр}}, n_{\text{усил}}, n_{\text{pp}}$  в уравнения (2), (5) устанавливаем:

– при изготовлении бортика (при линейной скорости игольного цилиндра  $V_x = 1,1$  м/с) имеем  $N_{\text{борт}} = 48$  циклов нагрузок при соударении селектора с клином полного заключения;

– при вязании паголенка ( $V_x = 1,3$  м/с) имеем  $N_{\text{паг}} = 150$  циклов ударных нагрузок от клиньев полного заключения и  $N'_{\text{паг}} = 150$  циклов с горизонтальным ограничивающим кольцом;

– при изготовлении следа изделия ( $V_x = 1,3$  м/с) получаем  $N_{\text{след}} = N'_{\text{след}} = 154$  циклов;

– при отработке, кольцевом усилении и ранжейных рядах ( $V_x = 1,3$  м/с) имеем  $N_{\text{отр}} + N_{\text{усил}} + N_{\text{pp}} = (N_{\text{отр}} + N_{\text{усил}} + N_{\text{pp}})' = 24$  циклов.

Реальные нагрузки, действующие на селекторы, заменяем блочными, которые эквивалентны по степени внесения усталостного разрушения. Схематизацию регулярного режима нагрузок селекторов выполняем по максимальным амплитудам  $U_{\text{max}_i}$  ударного взаимодействия с клиньями, которые рассчитываем по формулам [4]:

$$\text{– для наклонных клиньев } U_{1\text{max}} = V_d \text{tg}\alpha \sqrt{m_{\text{np}} C_{\text{np}}} + F_c, \quad (6)$$

$$\text{– для горизонтальных ограничивающих колец } U_{2\text{max}} = V_{\text{уд}} \sqrt{m'_{\text{np}} C'_{\text{np}}} - F_c, \quad (7)$$

где  $V_{\text{уд}} = \sqrt{(V_x \text{tg}\alpha)^2 - 2\Delta F_c / m'_{\text{np}}}$  – вертикальная составляющая скорости селектора в момент взаимодействия с горизонтальным ограничивающим кольцом после схода пятки селектора с наклонного клина;

$V_x$  – горизонтальная составляющая скорости селектора, которая равняется линейной скорости точек на поверхности игольного цилиндра с диаметром  $D$  при вращении с частотой  $n$ ;

$m_{\text{np}}, m'_{\text{np}}, C_{\text{np}}, C'_{\text{np}}$  – приведенные массы и приведенные жесткости селектора при боковом и продольном взаимодействии с наклонным клином и горизонтальным ограничивающим кольцом соответственно;

$F_c$  – сила сопротивления движению селектора в пазу игольного цилиндра, которая создается искусственно для предохранения произвольного опускания его в игольном пазу;

$\alpha$  – угол наклона профиля рабочего участка клина;

$\Delta$  – зазор между горизонтальным ограничивающим кольцом и нижним торцом селектора при его сходе с клина для опускания.

Напряжения  $\sigma_i = y_{i\max} / A$  в опасном сечении селектора определяем по соответствующим максимальным значениям ударной силы  $y_{i\max}$  в селекторе при взаимодействии с соответствующими клиньями и площади опасного сечения  $A = 2,24 \text{ мм}^2$  селектора в области его выводной пятки. В результате расчетов по формулам (6) и (7) получаем при  $V_x = 1,3 \text{ м/с}$  величины амплитуд сил  $y_{1\max} \cong 27,13 \text{ Н}$  и  $y_{2\max} \cong 27,93 \text{ Н}$ , что соответствует напряжениям  $\sigma_{1\max} = 12,11 \text{ МПа}$  и  $\sigma_{2\max} = 12,47 \text{ МПа}$ . Силы взаимодействия селектора с наклонными клиньями и горизонтальным ограничивающим кольцом при изготовлении бортика на скорости  $V_x = 1,1 \text{ м/с}$  не учитываем, так как действующие напряжения меньше 0,5 предела усталости селектора  $\sigma_{-1Д}$  – максимальной амплитуды напряжений, при которых не происходит разрушение материала [5].

Тогда общее количество нагрузок селектора с напряжениями всех уровней  $\sigma_{i\max} > 0,5\sigma_{-1Д}$ , которые вызывают усталостные разрушения, составляет

$$N_{\text{паг}} + N'_{\text{паг}} + N_{\text{след}} + N'_{\text{след}} + N_{\text{отр}} + N_{\text{усил}} + N_{\text{рр}} + (N_{\text{отр}} + N_{\text{усил}} + N_{\text{рр}})' = 656 \text{ циклов.}$$

Для случая, когда каждому уровню напряжений  $\sigma_{i\max}$  соответствует число циклов до усталостного разрушения  $N_i$ , эквивалентное напряжение, которое равно пределу усталости детали при  $N_i$  циклах, определяем по формуле [5]:

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt[m_2]{\sum \sigma_{i\max}^{m_2} N_i / \sum N_i} = \bar{\sigma}_{-1ДN_i} = 12,30 \text{ МПа,} \quad (8)$$

где  $m_2$  – параметр уравнения Веллера  $\sigma_i^{m_2} \cdot N_i = \text{const}$  (зависимости между эквивалентными напряжениями в опасном сечении и соответствующими расчетными числами циклов напряжения до разрушения), который характеризует наклон рабочего участка кривой усталости селекторов;

$N_{\Sigma} = \sum N_i$  – число циклов нагрузок при изготовлении одного типового изделия при числе циклов  $N_i$  на  $i$ -ом уровне нагрузок.

На этапе предварительного расчета при действии регулярных нагрузок допустимо использование формулы (8) без учета скорректированной линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений.

При подстановке в формулу (1) числа циклов нагрузок селекторов до усталостного разрушения  $N = 2,24 \cdot 10^9$  и соответствующего предела усталости селекторов  $\bar{\sigma}_{-1ДN_i} = 12,30 \text{ МПа}$  получаем  $U = -1,25$ , что соответствует достаточной вероятности  $P(U = -1,25) = 0,88$  согласия данных натуральных испытаний и результатам предложенного расчета усталостных параметров по данным эксплуатационных наблюдений.

### Выводы

Результаты исследований подтверждают гипотезу работы селекторов при напряжениях  $\sigma_i < \sigma_{-1Д}$  на пологом участке кривой усталости с числом циклов  $N_i \gg 10^7$ . На этом участке незначительное увеличение напряжения ( $\sigma_2 = k\sigma_1; k > 0$ ) в опасном сечении селектора приводит к значительному снижению их усталостной долговечности ( $N_2 = N_1 \left(\frac{1}{k}\right)^{m_2}$ ), что необходимо учитывать при проектировании перспективных или модернизации действующих моделей чулочно-носочных автоматов при интенсификации их скоростных режимов.

Предложенные положения расчета усталостной долговечности стержневых элементов расширяют возможности математического обоснования при принятии конструкторских решений на стадиях проектирования и доводки в условиях ограниченного количества образцов, а также анализировать их эффективность в соответствии с заданным уровнем долговечности и надежности.

Представляется целесообразным продолжать исследования в области усталостной надежности стержневых элементов чулочно-носочных автоматов по результатам эксплуатационных наблюдений с целью создания компьютерной базы данных об их эксплуатационной надежности, что позволит

повысить точность расчетных методов без использования длительных и затратных натуральных экспериментов.

Положения статьи дополняют общую методику принятия расчетных рекомендаций по обеспечению рациональных конструктивных параметров вязального механизма по критерию усталостной долговечности и надежности петлеобразующих систем при сохранении размеров их опасного сечения.

#### **Список использованной литературы**

1. Березин Л.Н., Волощенко В.П. Исследование надежности элементов вязального механизма одноцилиндровых чулочных автоматов по данным эксплуатационных наблюдений // Изв. Вузов. Технология легкой промышленности. – 1985. – №5. – С.89 – 93.
2. Березин Л.М. Ймовірнісний розрахунок довговічності селекторів за критерієм втомленісної міцності // Вісник КНУТД. – 2006. – №3(29). – С.35– 41.
3. Баранов А.А., Масленников Е.С. Анализ отказов селекторов одноцилиндровых чулочно-носочных автоматов / А.А. Баранов, Е.С. Масленников. – М., 1988. – 14 с. – Деп. в ЦНИИТЭИлегпром 15.02.88, №2646– лп.
4. Баранов А.А., Масленников Е.С. Исследование динамики механизма отбора одноцилиндровых чулочно-носочных автоматов // Изв.Вузов. Технология легкой промышленности. – 1990. – №3. – С.110 – 113.
5. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусейнов А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.