

**Современные методы акустического контроля отливок заготовок деталей с учетом глубины залегания дефекта**

Румбешта В.А., Ткаченко И.Р.

*Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»*

В статье рассмотрены и проанализированы различные методы акустического контроля отливок заготовок деталей приборов и типичные дефекты, которые встречаются во время такого контроля. Определен наиболее эффективный метод для проведения акустического контроля отливок заготовок и описаны его особенности.

**Ключевые слова:** дефект, ультразвуковой контроль, эхо-метод.

**Modern methods of acoustic control parts billet castings with the depth of the defect**

Rumbeshta V., Tkachenko I.

*National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute"*

The article reviewed and analyzed various methods of acoustic control parts billet casting equipment and typical defects that occur during such control. Determine the most effective method for acoustic control of casting billets and describes its features.

**Keywords:** defect, ultrasonic testing, echo method.

УДК 677.055.621

Л.М. БЕРЕЗИН

Київський національний університет технологій та дизайну

## **ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ ЗАКОМУ РОЗПОДІЛУ УДАРНОГО НАВАНТАЖЕННЯ В В'ЯЗАЛЬНИХ СИСТЕМАХ ПАНЧІШНИХ АВТОМАТІВ**

*Запропонована послідовність визначення закону розподілу ударного навантаження в системі клин - голка - паз панчішних автоматів за результатами теоретичного аналізу їх ударної взаємодії. Чисельно-аналітичним методом з використанням обчислювального експерименту отримано поліноміальну модель, що дозволяє розглядати навантаження як функцію випадкових аргументів при будь-яких значеннях факторів в межах, заданих умовою. Встановлено, що випадкові значення ударного навантаження описуються нелінійним рівнянням та не підпорядковуються нормальному закону розподілу.*

**Ключові слова:** навантаження, рівняння регресії, сила опору, закон розподілу

Стержньові елементи в'язальних механізмів панчішних автоматів відносять до критеріальних за розмірами, оскільки забезпечення необхідних запасів міцності збільшенням геометричних параметрів небезпечного перерізу не можливе через технологічні вимоги переробки пряжі певного тексту. Саме для таких деталей першочергово використовують ймовірнісні розрахунки на втомленісну довговічність, що передбачає знання законів розподілу навантаження та характеристик міцності деталей. На підставі узагальненої статистичної інформації з досвіду експлуатації машин переважно допускають припущення про математичний опис розподілу значень навантажень нормальним законом [1], що дозволяє використовувати традиційні методики розрахунків за нормованою ймовірністю руйнування. Застосування нормального закону навантажень виправдано у випадках одночасної дії достатньо великої кількості факторів, величини яких підлягають різним законам розподілу при умові відсутності серед них домінуючого, коли результуюча дія у відповідності до центральної теореми теорії ймовірностей має розподіл, який близький до нормального [2]. Оскільки на практиці розподіли навантажень деталей деяких механізмів відмінні від нормального, його використання за припущенням в розрахунках критеріальних деталей може призвести до хибних висновків.

**Об'єкти та методи дослідження**

В якості об'єкту досліджень розглядали стержньові елементи панчішних автоматів – в'язальні голки, які мають найбільш широкий спектр навантаження. Використовували елементи динамічного аналізу ударної взаємодії голок з урахуванням сили опору руху в пазу голечниці, положення теорії ймовірностей та математичної статистики, специфіку регресивного аналізу, чисельно-аналітичний метод з використанням обчислювального експерименту.

**Постановка завдання**

Для підвищення точності розрахунків на втомленісну довговічність та надійність попередньо виконують експериментальні дослідження діючих навантажень на деталь та їх статистичну обробку, що пов'язано з суттєвими матеріальними та часовими витратами. Метою статті є викладення послідовності аналітичного визначення розподілу ударного навантаження в системі клин - голка - паз в'язальних механізмів панчішних автоматів, що значно спрощує виконання та уточнює результати розрахунків на довговічність та надійність. При встановленні типу розподілу навантаження передусім враховували найкраще наближення до фактичного режиму навантаження та можливість в подальшому ведення розрахунків на втомленість в ймовірнісному аспекті.

**Результати та їх обговорення**

Для аналізу впливу факторів на величину максимальних ударних навантажень, що виникають при ударі голки з нахиленими клинами замкової системи панчішних автоматів використовували залежність, яку отримали в результаті теоретичного аналізу ударного процесу виду:

$$F_{max} = e^{-h \cdot t_{max}} \cdot V_x \cdot \operatorname{tg} \alpha \sqrt{\frac{m \cdot C_{np}}{(1 - \frac{\delta^2}{4\pi^2}) \cdot (1 + K_c)}} + \frac{1}{1 + K_c} (F_o + 2h \cdot V_x \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot m), \quad (1)$$

де  $m$  – маса голки;  $\alpha$  – кут нахилу профілю робочої поверхні клину до горизонталі;  $V_x$  – горизонтальна складова швидкості п'ятки голки, яка дорівнює лінійній швидкості точок на поверхні голкового циліндру з діаметром  $D$  при обертанні з частотою  $n$  ( $V_x = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{60}$ );  $K_c$  – коефіцієнт, що враховує вплив додаткової деформації згину голки в момент удару;  $h = b/2m$  – коефіцієнт демпфірування, який характеризує процес затухання коливань;  $b$  – коефіцієнт демпфірування;  $C_{np}$  – приведена жорсткість голки при боковій та повздовжній взаємодії з нахиленим клином.

Відмінність від робіт попередників полягала в урахуванні сили опору  $F_o$  руху голки в пазу, яка створюється штучно в панчішних автоматів для перешкоджання довільного опускання голок в пазах голечниці. Сила  $F_o$  є рівнодійною ряду сил, про які більш детально – в роботі [3].

Складовою сили корисного опору, яка відповідає силі тертя старої петлі при її відтягці нехтували, оскільки при ударі голка не сприймає дію нитки, що прокладається. Залежність (1) представляли в замкнутих уніфікованих формах у вигляді поліному, який отримували чисельно-аналітичним методом з використанням обчислювального експерименту. За фактори, що варіювали в рівнянні (1) в першій серії експерименту, приймали  $V_x$ ,  $\alpha$ ,  $m$ ,  $F_o$ ,  $K_c$ ,  $C_{np}$ ,  $h$ . Для побудови лінійної моделі застосовували повний факторний експеримент ( $u = 2^7$ ). Значення верхнього та нижнього рівнів

для кожного із змінних факторів вибирали такими, щоб охопити всю гаму нових та перспективних конструкцій в'язальних механізмів. В подальшому приймали наступні межі змін факторів, які досліджувалися:  $\{0,55 \leq V_x \leq 1,7\}$  м/с;  $\{25 \leq \alpha \leq 55\}$  град.;  $\{0,45 \leq m \leq 0,75\}$  кг;  $\{3,8 \leq F_o \leq 9,0\}$  Н;  $\{-0,3 \leq K_c \leq -0,1\}$ ;  $\{1,0 \leq C_{np} \leq 6,0\}$  Н/м.

Кодування факторів, складання узагальненої таблиці із значеннями відповідних рівнів факторів разом з матрицею планування та обробку результатів виконували за типовими рекомендаціями [4]. Надалі використовували наступні позначення кодування:  $V_x \Rightarrow X_1$ ,  $\alpha \Rightarrow X_2$ ,  $m \Rightarrow X_3$ ,  $K_c \Rightarrow X_4$ ,  $F_o \Rightarrow X_5$ ,  $C_{np} \Rightarrow X_6$ ,  $h \Rightarrow X_7$ .

За попереднім аналізом отриманих результатів зробили висновок про неадекватність лінійної моделі. Окрім того, встановлено, що ефект від зміни коефіцієнту демпфірування  $h$  можна вважати незначним. На другій стадії експерименту використовували модель другого порядку – рототабельний план Бокса на п'яти рівнях з однією напівреплікою. Реалізацію робочої матриці здійснювали при двох паралельних обчисленнях – в роботі застосовували метод на використанні помилок даних [5], які передбачуються рівнянням регресії за отриманими в результаті обчислювального експерименту розрахунками за формулою (1). В результаті обробки даних та відкинення коефіцієнтів з незначним впливом, отримали підсумкову залежність виду:

$$\begin{aligned} \bar{F} = & 12,328 + 0,951X_1 + 1,080X_2 + 0,314X_3 - 0,590X_4 + 1,387X_5 + 0,619X_6 + 0,175X_2^2 + \\ & + 0,094X_4^2 + 0,065X_5^2 + 0,241X_1 \cdot X_2 + 0,152X_1 \cdot X_6 + 0,167X_2 \cdot X_6 - 0,097X_4 \cdot X_5. \end{aligned} \quad (2)$$

При перевірці значущості коефіцієнтів та адекватності рівняння регресії використовували величину похибки  $\varepsilon = \frac{\hat{F} - \bar{F}}{\hat{F}} \cdot 100\%$ , за якою рівняння регресії передбачає значення навантаження  $\bar{F}$  в межах кожного досліді. За середнім значенням похибки експерименту  $\bar{\varepsilon}$  та значенням її в кожному досліді  $\varepsilon_i$  обчислювали інтервал надійності похибки вимірювання [4] з ймовірністю 95% за формулою:

$$\varepsilon = \bar{\varepsilon} \pm \frac{t \cdot S_{\varepsilon}}{\sqrt{U \cdot u}},$$

де  $t$  – критерій Стьюдента (при  $u=2$  та  $P=95\%$  отримали  $t=12,71$ [4]);  $S_{\varepsilon}$  – наближене значення похибки відтворення;  $U$  – число випробувань;  $u$  – число спостережень при кожному випробуванні.

Перехід до моделі з поіменними значеннями величин в рівнянні (2) виконували підстановкою виразів  $X_i$  за формулами перетворень:

$$\begin{aligned} \bar{F} = & 12,55 - 5,164V_x - 0,460\alpha + 4,984 \cdot 10^3 m + 20,829K_c + 0,149F_o - 1,142 \cdot 10^{-4} C_{np} + 4,395 \cdot 10^{-3} \alpha^2 + \\ & + 53,288K_c^2 + 0,055F_o^2 + 0,182V_x \cdot \alpha + 6,892 \cdot 10^{-5} V_x \cdot C_{np} + 2,521 \cdot 10^{-6} \alpha \cdot C_{np} - 2,119K_c \cdot F_o \end{aligned} \quad (3)$$

Отримана поліноміальна модель дозволяє визначати ударні навантаження в системі клин - голка - паз при будь-яких значеннях факторів в заданих умовою межах, розглядати навантаження як функцію випадкових аргументів, встановлювати за величиною та знаком коефіцієнтів рівняння регресії ступінь впливу різних факторів на величину навантаження.

Результати визначення впливу факторів системи на величину ударного навантаження в системі клин - голка - паз дозволяють зробити висновок, що найбільший вплив в замковій системі чинять кут нахилу клина  $\alpha$ , сила опору руху голки в пазу циліндру  $F_o$ , колова швидкість циліндричної голечниці  $V_x$ . Зменшення  $\alpha$  на практиці обмежується через технологічні вимоги до натягу ниток, що переробляються. Зменшення  $F_o$  при всіх інших рівних умовах неминуче призводить до додаткових ударів голок з обмежувальними горизонтальними клинами, до збільшення числа ударів п'яток голок з нахиленими клинами в період неусталеного їх руху по робочій кромці клину. Тому задаються мінімально необхідним значенням  $F_o$ , яке забезпечує відсутність самодовільного опускання голок в пазах циліндру.

Для встановлення закону розподілу навантаження за випадкову величину приймали силу опору  $F_o$ . Величина  $F_o$  змінюється в широких межах, що зумовлено різним згином стержнів голок, їх приробкою, зносом голчастих пазів циліндру та робочої поверхні клину, інтенсивністю змащення тощо.

Представляємо рівняння (3) як функцію випадкового аргументу  $F_o$  виду:

$$F = a_1 \cdot F_o + a_2 \cdot F_o^2 + a_3, \quad (4)$$

де  $a_1 = 0,149 - 2,119K_c$ ;  $a_2 = 0,055$ ;  $a_3 = 12,55 - 5,164V_x - 0,460\alpha + 4,984 \cdot 10^3 m + 20,829K_c -$   
 $- 1,142 \cdot 10^{-4} C_{np} + 4,395 \cdot 10^{-3} \alpha^2 + 53,288K_c^2 + 0,182V_x \cdot \alpha + 6,892 \cdot 10^{-5} V_x \cdot C_{np} + 2,521 \cdot 10^{-6} \alpha \cdot C_{np}$ .

Після підстановки в (4) значень параметрів конструкції реальної замкової системи отримали:

а) для замикального клину, що підіймає голку ( $\alpha_{но} = 38^\circ$ )

$$F = 0,382F_o + 0,055F_o^2 + 3,062 + 4,166V_x; \quad (5, a)$$

б) для кулірного клину, що опускає голку ( $\alpha_{ку} = 47,5^\circ$ )

$$F = 0,509F_o + 5,47 \cdot 10^{-2} F_o^2 + 3,29 + 5,891V_x. \quad (5, б)$$

Рівняння (5) представлені в зручній формі  $F = f(F_o, V_x)$  для кожного з кутів системи клинів з метою їх подальшого використання для обчислення навантаженості голок на діючих швидкісних режимах автоматів в розрахунках на втомленісну довговічність та надійність.

### Висновки

1. У відповідності до (5) випадкові значення ударного навантаження  $F$  описуються нелінійним рівнянням та за [6] не підпорядковуються нормальному закону розподілу в залежності від силу опору  $F_o$ , що вимагає особливого підходу при визначенні щільності розподілу ймовірностей навантаження в'язальних голок.

2. Отримані рівняння (5) забезпечують комплексний підхід до аналізу динаміки, навантаженості та подальших розрахунків на довговічність та надійність в'язальних голок, включно за критеріями втомленісної міцності.

### Список використаної літератури

1. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. Надежность машин. – М.: Высш. шк., 1988. – 238 с.
2. Румшинский Л.З. Элементы теории вероятностей. – М.: Наука, 1976. – 239 с.
3. Гарбарук В.Н., Инвалидов Г.В. О величине подгиба хвостовиков игл круглых автоматом// Текстиль. пром-сть. – 1964. – №4. – С. 38-44.

4. Тихомиров В.Б. Планирование и анализ эксперимента. – М.: Легкая индустрия, 1974. – 262 с.
5. Дэниел К. Применение статистики в промышленном эксперименте. – М.: Мир, 1979. – 299 с.
6. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Физматгиз, 1962. – 564 с.

Стаття надійшла до редакції / Article received: 29.08.13

Рецензент: д.т.н., проф., зав.кафедри Інженерної механіки КНУТД Місяць В.П.

#### **Особенности определения закона распределения ударной нагрузки в вязальных системах чулочных автоматов**

Березин Л.Н.

*Киевский национальный университет технологий и дизайна*

Предложена последовательность определения закона распределения ударной нагрузки в системе клин - игла - паз чулочных автоматов по результатам теоретического анализа их ударного взаимодействия. Получена аналитическим методом с использованием вычислительного эксперимента полиномиальная модель, которая позволяет рассматривать нагрузку как функцию случайных аргументов при любых значениях факторов в пределах, заданных условиями. Установлено, что случайные значения ударной нагрузки описываются нелинейными уравнениями и не подчиняются нормальному закону распределения.

**Ключевые слова:** нагрузка, уравнение регрессии, сила сопротивления, закон распределения.

#### **The features of determination of distribution function of impact loading in the knittings systems of automatic hosiery machine**

Berezin L.

*Kyiv National University of Technologies & Design*

Offered the sequence of determination of distribution function of impact loading in the system cam - needle - slot of automatic hosiery machine. Used the results of theoretical analysis of their impact loading. Is got a dependence on the basis of calculable experiment, which allows to examine loading as function of casual arguments. It is set, that the casual values of the impact loading are described nonlinear equalizations and does not submit the normal distribution function.

**Keywords:** loading, equalization of regression, force of resistance, distribution function.

УДК 677.055

С.А. ПЛЕШКО, Б.Ф. ПІПА

*Київський національний університет технологій та дизайну*

### **УДОСКОНАЛЕННЯ КЛИНІВ В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН**

*Представлено результати досліджень по удосконаленню клинів в'язальних машин. Запропоновано ряд нових конструкцій клинів, здатних суттєво підвищити ефективність їх роботи за рахунок зниження динамічних навантажень, що виникають при взаємодії клинів з голками в'язальних систем.*

**Ключові слова:** в'язальна машина, клин в'язальної машини, взаємодія клина з голками, удосконалення клинів в'язальних машин.

Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи в'язальних машин є удосконалення їх робочих органів, зокрема, клинів [1–3]. Дослідження [4] показують, що заміна традиційних конструкцій клинів жорсткої конструкції клинами з пружними елементами дозволяють в 5 і більше разів знизити динамічні навантаження, що виникають в зоні ударної взаємодії пари голка-клин, що позитивно позначається на підвищенні ефективності роботи як клинів, так і в'язальних машин в цілому.

#### **Об'єкт та методи дослідження**

Об'єктом досліджень обрано клин в'язальної машини та процес його удосконалення. При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень,