

УДК 677.055.548

БЕРЕЗІН Л.М.

Київський національний університет технологій та дизайну

**ДО РОЗРАХУНКУ УДАРНОГО НАВАНТАЖЕННЯ  
СТЕРЖНЬОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ В ГОЛЬНИЦІ В'ЯЗАЛЬНОГО  
МЕХАНІЗМУ ПАНЧІШНОГО АВТОМАТУ**

**Мета.** Розвиток методології розв'язку прикладної задачі щодо визначення аналітичним методом приведеної жорсткості стержньових елементів гольниці з урахуванням їх поперечного прогину при взаємодії з клинами в'язальних систем та обмеженні пазом гольниці в панчішних автоматах.

**Методика.** Використано класичні положення опору матеріалів та узагальнення практичного досвіду проектування в умовах складної деформації стержньових елементів в пазах голкового циліндру панчішних автоматів.

**Результати.** Встановлено спільні закономірності ударної взаємодії стержньових елементів голкового циліндру різних за призначенням та умовами навантаження. Представлено основні положення аналітичного визначення жорсткості стержньових елементів, що доповнюють загальну методику визначення їх ударної взаємодії з урахуванням особливостей в'язальних системах панчішних автоматів.

**Наукова новизна.** Вперше запропонований комплексний підхід до розрахунку параметрів жорсткості в системі клин – стержньовий елемент – паз гольниці, який відмінний від загально прийнятого в практиці проектування з використанням вихідних емпіричних даних.

**Практична значимість.** Доповнюються положення, які сприяють математичній підтримці визначення параметрів жорсткості стержньових елементів шкарпеткових автоматів з урахуванням особливостей їх поперечної податливості, що дозволяє з достатньою для етапу проектування точністю замінити витратні стендові випробування. Представлені практичні рекомендації, що скорочують тривалість та підвищують якість проектування. Окреслено коло питань для подальших досліджень з даної тематики.

**Ключові слова:** проектування, шкарпетковий автомат, стержньові елементи, розрахунки, приведена жорсткість.

**Вступ.** Одним із перспективних напрямків удосконалення шкарпеткових автоматів є підвищення їх надійності та довговічності, передусім за рахунок зменшення відмов стержньових елементів (надалі - СЕ) в голковому циліндрі (в'язальних голок, селекторів та штовхачів) в'язального механізму. Динамічний аналіз ударної взаємодії СЕ з клинами в'язальної системи є складовою розрахунку на надійність та довговічність за домінуючим критерієм їх втомленісної міцності. Даній темі присвячена значна кількість робіт, ретроспективна бібліографія яких представлена в [1]. Відомо, що при складанні математичних моделей взаємодії СЕ з клинами, найбільш суттєві похибки вносяться при аналітичному визначенні параметрів жорсткості системи клин – СЕ – паз циліндру. Цьому зокрема перешкоджає ускладнення при урахуванні консольної дії удару на п'ятку СЕ по відношенню до вісі його стержня, що призводить до складної деформації. Окрім того, використання різноманітних СЕ в обладнанні відмінного за призначенням утруднює перехід до універсальних розрахункових моделей.

В [2, 3] представлено визначення приведеної жорсткості голок круглов'язальних машин аналітичним способом, в [1] - експериментальним за осцилограмою вільних затухаючих коливань голки після удару по клину в в'язальній системі панчішних автоматів. В першому випадку не враховується поперечний прогин стержнів СЕ панчішних автоматів, який створюють для перешкодження їх самовільному опусканню під дією ваги, в другому –

передбачається проведення експерименту для кожного з СЕ із зміною умов навантаження, що значно звужує можливість його використання, особливо на етапі проектування.

**Постановка завдання.** Об'єктом досліджень вибрано СЕ серійних одноциліндрових шкарпеткових автоматів, які приймаємо за ступінчастий стержень з певним поперечним прогином (голки, селектори) та без згину (штовхачі). Вертикальний рух СЕ відносно циліндричної гольниці забезпечує взаємодія їх п'яток з клинами відповідної замкової системи, що призводить до накопичення втомленісних пошкоджень в СЕ. Метою роботи є розвиток методології розв'язку прикладної задачі щодо визначення аналітичним методом приведеної жорсткості стержньових елементів гольниці з урахуванням їх поперечного прогину при взаємодії з клинами в'язальних систем та обмеженні пазом гольниці в панчішних автоматах.

Необхідно зазначити, що базовими вимогами до проектного розрахунку жорсткості є його універсальність, що не підпадає існуючому традиційному підходу.

**Результати досліджень.** Аналітично приведену жорсткість  $C_{np}$  СЕ підраховують як сумарну з наступних складових жорсткостей системи: жорсткість зминання СЕ та клину в зоні удару  $C_1$ ; приведена жорсткість згину та скручування п'ятки СЕ  $C_2$ ; приведені повздожня та згинальна жорсткості стержня СЕ  $C_3$  та  $C_4$  відповідно; приведена жорсткість стінки пазів циліндру  $C_5$ . З [2] відомо, що визначальними є жорсткості  $C_2$ ,  $C_3$  та  $C_4$ , а жорсткостями  $C_1$  та  $C_5$  можна нехтувати без впливу на точність визначення  $C_{np}$ . Визначення жорсткості  $C_2$  представлено в [2] з урахуванням геометричних параметрів системи клин – п'ятка СЕ – паз циліндру та кута тертя п'ятки СЕ по клину.

Для обчислення приведеної повздожньої жорсткості  $C_3$  розглядаємо варіанти прямого удару стержня з горизонтальними обмежувальними клинами, які вводять в в'язальні системи панчішних автоматів для стабільності довжини петель. У випадку  $I$  для абсолютно прямого стержня СЕ на прикладі штовхача використовують закон Гука для стиску, оскільки деформація відбувається в лінійно-пружному стані. Тоді повздожню деформацію  $\Delta l$  стержня довжиною  $l$  штовхача визначаємо за формулою [3]:

$$\Delta l = \frac{F \cdot l}{A \cdot E} = \frac{F}{\frac{A \cdot E}{l}} = \frac{F}{C_{3I}},$$

звідки маємо повздожню жорсткість стержня штовхача виду:

$$C_{3I} = \frac{A \cdot E}{l}, \quad (1)$$

де  $A = b \cdot h$  - площа поперечного перерізу стержня товщиною  $h$  та шириною  $b$  (штовхач відносять до одноступінчатих СЕ з сталим перерізом по довжині);

$E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа – модуль пружності першого роду матеріалу СЕ.

Звичайно повинна виконуватися умова стійкості стержня  $F < F_{kp}$ , де  $F_{kp}$  - критична сила.

У випадках багатоступінчастих СЕ (голок та селекторів) доцільно використовувати формулу [3]:

$$C_{3I} = m \sum_{i=1}^n \frac{C_{np_i}}{m_i},$$

де  $m$ ,  $m_i$  - маса СЕ та його  $i$ - ої ділянки з сталим поперечним перерізом;

$$C_{np_i} = \left( \sum_{k=1}^{i-1} \frac{1}{C_k} \right)^{-1} - \text{приведена жорсткість } i\text{- ої ділянки.}$$

В реальних умовах навантаження голок та селекторів маємо попередній поперечний прогин  $v_o$  для створення спеціальної сили опору руху СЕ в пазу голкового циліндру, яка б перешкождала їх самовільному опусканню. В цьому випадку наявність прогину  $v_o$  викликає поперечний згин  $v$  стержня (рис.1), який визначається за формулою [4]:

$$v = \frac{v_o}{1 - \frac{F}{F_E}} \quad (2)$$

де  $F_E = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{(\mu \cdot l)^2}$  - сила Ейлера;

$\mu$  - коефіцієнт приведення довжини стержня, який залежить від видів спирання стержнів (шарнірно-опертий стержень довжиною  $\mu \cdot l$  має таке ж саме значення критичної сили, як і стержень за заданими умовами спирання);

$J_{min} = \frac{h \cdot b^3}{12}$  - мінімальний осьовий момент інерції поперечного перерізу стержня при  $b < h$ .

При визначенні в цьому випадку повздовжньої деформації стержня  $\Delta l_{II} = f(v)$  введемо деякі припущення. Оскільки величина прогину  $v$  в порівнянні з довжиною стержня  $l$  незрівнянно мала, приймаємо, що довжини дуги  $AL$  та її хорди наближено однакові. Тоді

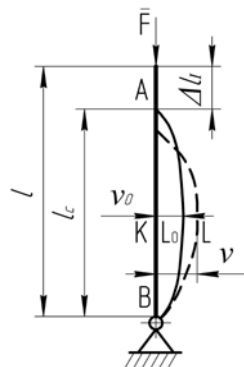


Рис. 1. Розрахункова схема повздовжньої деформації стержнєвого елемента при необмеженому поперечному прогину його стержня в момент торцевого удару по клину:  $l$  – початкова довжина стержня;  $l_c$  – проекційна довжина стержня після прогину;  $\Delta l_i$  – зміна положення кінця стержня;  $v_o$ ,  $v$  – попередній та поточний прогини стержня;  $F$  – сила

довжину дуги  $AB$  прирівнюємо до початкової довжини стержня  $l$ , звідки маємо  $AL \approx 0,5l$ . З трикутника  $AKL$  визначаємо кут  $\alpha = \angle LAK$ :

$$\alpha = \arcsin \frac{Kl}{AL} = \arcsin \left( \frac{2v}{l} \right).$$

Тоді повздовжня деформація стержня з урахуванням додаткового поперечного згину становить:

$$\Delta l_{4II} = l_C - 2AK = l_C - 2v \cdot \operatorname{ctg} \alpha = l_C - 2 \frac{v_o}{1 - \frac{F}{F_E}} \operatorname{ctg} \alpha \quad (3)$$

де  $l_C$  - проекційна довжина стержня селектора на вертикальну вісь вздовж пазу з урахуванням початкового поперечного прогину  $v_o$ .

Аналогічно при  $\alpha_o = \arcsin(\frac{2v_o}{l})$  маємо:

$$l_C = 2v_o \cdot \operatorname{ctg} \alpha_o, \quad (4)$$

При підстановці (4) в (3) остаточно отримуємо:

$$\Delta l_{4II} = 2v_o \left( \operatorname{ctg} \alpha_o - \frac{1}{1 - \frac{F}{F_E}} \operatorname{ctg} \alpha \right) \quad (5)$$

Тоді жорсткість стержня селектора з урахуванням поперечного згину становить:

$$C_{4II} = \frac{F}{\Delta l_{4II}} \quad (6)$$

Розглядаємо випадок III, коли в реальних умовах торцевого повздовжнього удару СЕ з горизонтальним обмежувальним клином його стержень в точці  $L$  має обмеження від стінки пазу гольниці, що перешкоджає вільному поперечному прогину стержня (рис.2).

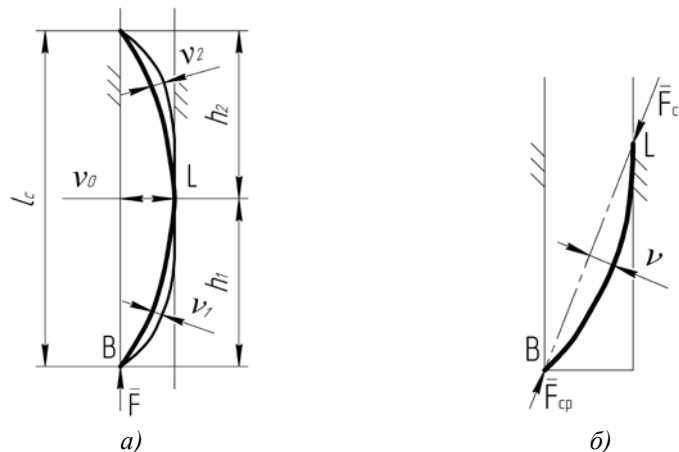


Рис. 2. Розрахункова схема повздовжньої деформації стержньового елемента при обмеженому стінкою пазу поперечному прогину його стержня в момент торцевого удару по клину: а) для стержня в цілому; б) для нижньої частини:  $h_1, h_2$  – довжини, що визначають положення місця прогину стержня;  $F_{cp}$  – середня сила в точках дотику до стінок пазу; інші позначення – за рис. 1

Очевидно, що стержень матиме згинальні деформації окремо для верхньої  $CL$  та нижньої  $BL$  частин від точки контакту  $L$ . Розрахункові моделі стосовно верхньої та нижньої частин стержня СЕ відрізняються умовами навантаження. Представимо розподіл сили  $F$  вздовж стержня СЕ. При торцевому повздовжньому ударі СЕ сила  $F$  лінійно змінюється від

$F_{Xmax}$  в точці  $B$  удару стержня з обмежувальним горизонтальним клином до  $F_X=0$  в точці  $C$  верхньої, не зафіксованої його частини (рис.2). Враховуючи пропорційність зміни  $F_X$  вздовж нижньої частини стержня, за умовою подібності  $\frac{F_{Xmax}}{l_C} = \frac{F_{X1}}{l_C - h_1}$  маємо залежність

для повздовжньої сили в точці контакту  $L$  виду:

$$F_{X1} = F_{Xmax} \frac{l_C - h_1}{l_C} \quad (7)$$

Для зрівноваження нижньої частини стержня селектора в розрахунковій моделі (рис.2) розглядаємо середнє значення сили.

$$F_{cp1} = 0,5 \left( F_{Xmax} + F_{Xmax} \frac{l_C - h_1}{l_C} \right) = 0,5 F_{Xmax} \frac{2l_C - h_1}{l_C} \quad (8)$$

Враховуючи припущення  $l \approx l_C$ , вибір положення точки  $L$  прогину  $h_1 = 0,5l_C$  та поточні перетворення, рівняння (8) прийме вид:

$$F_{cp1} = 0,75 F_{Xmax} \quad (9)$$

Виконуючи аналогічні дії стосовно верхньої  $CL$  частини стержня при діючих в точці контакту  $L$  та точці  $C$  силах  $F_X = 0,5 F_{Xmax}$  та  $F_X = 0$  відповідно отримуємо:

$$F_{cp2} = 0,25 F_{Xmax} \quad (10)$$

Величини деформацій для кожної з частин стержня визначаємо окремо аналогічно до випадку  $II$  з підігнутих стержнем за формулами (3)...(5). Для нижньої частини стержня  $BL$  (рис.2) маємо:

$$v_1 = \frac{v_o}{1 - \frac{0,75 F_{Xmax}}{F_{E1}}}$$

при  $F_{E1} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_y}{(\mu \cdot \frac{l}{2})^2} = \frac{4\pi^2 \cdot E \cdot J_y}{(\mu \cdot l)^2}$ ,  $\Delta l_1 = \frac{l_{C1}}{2} - 2v_1 \cdot ctg \alpha_1$ ,  $l_{C1} = 2v_o \cdot ctg \alpha_o$ ;

$$\alpha_o = \arcsin\left(\frac{2v_o}{0,5l}\right) = \arcsin\left(\frac{4v_o}{l}\right) \quad \text{та} \quad \alpha_1 = \arcsin\left(\frac{4v_1}{l}\right).$$

Тоді,

$$\Delta l_1 = 2v_o \left( 0,5 ctg \alpha_o - \frac{1}{1 - \frac{0,75 F_{Xmax}}{F_{E1}}} ctg \alpha_1 \right) \quad (11)$$

Для верхньої частини відповідно:

$$v_2 = \frac{v_o}{1 - \frac{0,25F_{Xmax}}{F_{E2}}}$$

при  $\Delta l_2 = \frac{l_{C2}}{2} - 2v_2 \cdot ctg \alpha_2$ ;  $l_{C2} = l_{C1}$  та  $\alpha_2 = \arcsin(\frac{4v_2}{l})$ .

Остаточно, враховуючи, що  $F_{E1} = F_{E2}$ , маємо:

$$\Delta l_2 = 2v_o (0,5ctg \alpha_o - \frac{1}{1 - \frac{0,25F_{Xmax}}{F_{E1}}} ctg \alpha_2) \quad (12)$$

Тоді жорсткості нижньої і верхньої частин стержня та СЕ в цілому мають приймуть вид:

$$C_H = \frac{0,75F_{Xmax}}{\Delta l_1}; \quad C_B = \frac{0,25F_{Xmax}}{\Delta l_2}; \quad C_{4III} = \frac{C_H \cdot C_B}{C_H + C_B}. \quad (13)$$

Виконавши розрахунки по залежностям (1), (3) та (13), можна оцінити ступінь впливу згинальної жорсткості  $C_4$  стержня СЕ.

**Висновки.** Запропоновано комплексний підхід, який не передбачає на етапі проектування використання емпіричних даних при визначенні параметрів жорсткості стержньових елементів з урахуванням поперечного прогину стержня при їх взаємодії з клинами замкової системи та пазами гольниці. Представлені практичні рекомендації до аналітичного визначення жорсткості стержньових елементів, які забезпечують достатню для етапу проектування точність (похибка розрахункових значень в порівнянні з результатами експерименту не перевищує 12%). Це дозволяє уникати використання стендових випробувань, що відповідно скорочує витрати і тривалість проектування.

### Література

1. Березін Л. М. Оцінка довговічності та надійності в'язальних механізмів панчішно-шкарпеткових автоматів: монографія [Текст] / Л. М. Березін. – К.: КНУТД, 2013. – 191 с.
2. Пипа Б. Ф. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства [Текст] / Б. Ф. Пипа, В. П. Волощенко, С. Т. Шипуков. – К.: Техніка, 1977. – 136 с.
3. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле [Текст] / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Х. Уивер. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
4. Кочетов В. Т. Сопротивление материалов [Текст] / В. Т. Кочетов, М. В. Кочетов, А. Д. Павленко. – СПб.: БХВ – Петербург, 2004. – 544 с.

### References

1. Berezin, L. M. (2013). *Otsinka dovhovichnosti ta nadiinosti v'iazalnykh mekhanizmv panchishno-shkarpetkovykh avtomativ: monohrafiia* [Estimation of the longevity and reliability of knitting mechanisms of hosiery machines: monograph]. Kiev National university of technologies & design. Kyiv [in Ukraine].
2. Pyra, B. F., Voloshchenko, V. P., Shypukov, S. T. (1977). *Eksplyuatatsyonnaia nadezhnost mashyn trykotazhnoho proyzvodstva* [Operational reliability of knitting machines]. Kyiv: Tekhnika [in Ukraine].
3. Tymoshenko, S. P., Yanh, D. Kh., Uyver, U. Kh. (1985). *Kolebanyia v ynzherenom dele* [Fluctuations in Engineering]. Moskva: Mashynostroenye [in Russian].
4. Kochetov, V. T., Kochetov, M. V., Pavlenko, A. D. (2004). *Soprotivlyeniye materyalov* [Strength of materials]. S.-Peterburh: BKhV – Peterburh [in Russian].

**К РАСЧЕТУ УДАРНОЙ НАГРУЗКИ СТЕРЖНЕВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В ИГОЛЬНОМ  
ЦИЛИНДРЕ ВЯЗАЛЬНОГО МЕХАНИЗМА НОСОЧНОГО АВТОМАТА**

БЕРЕЗИН Л. Н.

*Киевский национальный университет технологий и дизайна*

**Цель.** Развитие методологии решения прикладной задачи касательно определения аналитическим способом приведенной жесткости стержневых элементов игольного цилиндра с учетом их поперечного прогиба при взаимодействии с клиньями вязальных систем и ограничении пазом игольного цилиндра в носочных автоматах.

**Методика.** Используются классические положения сопротивления материалов и обобщение практического опыта проектирования в условиях сложной деформации стержневых элементов в пазах игольного цилиндра носочных автоматов.

**Результаты.** Установлены закономерности ударного взаимодействия стержневых элементов игольного цилиндра разных по назначению и условиям нагрузок. Представлены основные положения аналитического определения жесткости стержневых элементов, которые дополняют общую методику определения их ударного взаимодействия с учетом особенностей вязальных систем носочных автоматов.

**Научная новизна.** Впервые предложен комплексный подход к расчету параметров жесткости в системе клин – стержневой элемент – паз игольного цилиндра, который отличается от общепринятого в практике проектирования с использованием исходных эмпирических данных.

**Практическая значимость.** Дополняются положения, которые способствуют математической поддержке определения параметров жесткости стержневых элементов носочных автоматов с учетом особенностей их поперечной податливости. Это позволяет с достаточной для этапа проектирования точностью заменить затратные стендовые испытания. Представлены практические рекомендации, которые сокращают длительность и повышают качество проектирования. Очерчен круг вопросов для дальнейших исследований по данной тематике.

**Ключевые слова:** проектирование, носочный автомат, стержневые элементы, расчеты, приведенная жесткость.

**TO THE CALCULATION OF THE IMPACT LOAD OF THE ROD ELEMENTS IN THE NEEDLE  
CYLINDER OF THE KNITTING MECHANISM OF THE AUTOMATIC HALF-HOSE MACHINE**

BEREZIN L. N.

*Kiev National University of Technologies & Design*

**Purpose.** Development of methodology in decision an applied problem for determining by the analytical method the rigidity of the rod elements of the needle cylinder. Into account was taken their transverse flexure when interacting with the cams of knitting systems and the restriction of the groove of the needle cylinder in the automatic half-hose machine.

**Methodology.** Are used the classical positions of the materials resistance and the generalization of practical experience in designing under conditions of complex deformation of rod elements in the grooves of the needle cylinder of the automatic half-hose machine.

**Findings.** Are established regularities of impact interaction of rod elements of a needle cylinder, which of the different in their assignments and loading conditions. The main provisions of the analytical determination of the rigidity of the rod elements are presented, which supplement the general methodology for determining their impact interaction, taking into account the peculiarities of the knitting systems of the automatic half-hose machine.

**Originality.** Complex approach is first presented in the calculation of the rigidity parameters in the system of the cam, rod elements and groove of the needle cylinder, which differs from the generally accepted design practice using the initial empirical data.

**Practical value.** Were complements of the provisions that promote for mathematical support of determining of the rigidity parameters of rod elements in the automatic half-hose machine taking into account the peculiarities their transverse flexibility. This allows replacing the cost bench testing's with sufficient accuracy at the design stage. Practical recommendations are presented that shorten the duration and improve the design quality. Questions are listed for further research on this theme.

**Keywords:** design, hosiery machines, calculation, rod elements, calculation, rigidity.