

$$m = (0,01\dots 0,02)a = (0,01\dots 0,02)66 = (0,66\dots 1,32) \text{ мм}.$$

Згідно з СТ СЭВ 310-75 приймаємо $m = 1,5$ мм. Тоді діаметри ділительних кіл та числа зубів будуть дорівнювати (3):

$$d_1 = \frac{2a}{u+1} = \frac{2 \cdot 66}{3+1} = 33 \text{ мм}; \quad d_2 = d_1 u = 33 \cdot 3 = 99 \text{ мм}; \quad d_3 = d_1 = 33 \text{ мм};$$

$$d_4 = d_1(u+2) = 33(3+2) = 165 \text{ мм};$$

$$Z_1 = Z_3 = \frac{d_1}{m} = \frac{33}{1,5} = 22; \quad Z_2 = Z_1 u = 22 \cdot 3 = 66; \quad Z_4 = Z_1(u+2) = 22(3+2) = 110.$$

Таким чином умова зборки передачі виконується.

Знаходимо ширину зубчастого колеса [1]:

$$b_2 = \psi a = 0,25 \cdot 66 = 16,5 \text{ мм}.$$

Враховуючи можливість осьового зміщення, ширина шестерень становить:

$$b_1 = b_3 = b_2 + 3,5 \text{ мм} = 16,5 + 3,5 + 20 \text{ мм}.$$

Ширину зубчастого вінця із конструктивних міркувань приймаємо:

$$b_4 = b_1 + 5 \text{ мм} = 20 + 5 + 25 \text{ мм}.$$

Визначаємо сили, що діють в зубчастих зачепленнях:

$$F_t = \frac{T_2}{d_2} = \frac{85,94 \cdot 10^3}{99} = 868 \text{ Н}; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} 20^\circ = 868 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 316 \text{ Н}.$$

Прийнявши $R = 92,5$ мм і враховуючи, що $\Delta = 0,03 m = 0,03 \cdot 1,5 = 0,045$ мм, із виразу (11) знаходимо товщину зубчастого вінця:

$$h \geq 0,018 R \sqrt[3]{\frac{F_t}{B \Delta}} = 0,018 \cdot 92,5 \sqrt[3]{\frac{868}{25 \cdot 0,045}} = 15,27 \text{ мм}.$$

Приймаємо $h = 17$ мм.

Висновки

Використання запропонованої конструкції зубчастої передачі в приводі машин легкої промисловості дозволяє:

- зменшити габарити та металоемкість зубчастої передачі та привода в цілому за рахунок передачі потужності від ведучого вала до веденого двома потоками;
- підвищити довговічність роботи зубчастої передачі та привода в цілому за рахунок компенсації навантажень, що діють на вали зубчастої передачі та її опори;
- підвищити продуктивність машини за рахунок скорочення простоїв, зумовлених необхідністю ремонту або заміни робочих тіл зубчастої передачі.

Література

1. О.М. Хомяк, Б.Ф. Піпа. Передачі. – К.: КНУТД, 2003. – 168 с.
2. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1982. – 351 с.
3. Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.

Надійшла 27.09.2005 р.

УДК 687.053.1

В.А. ГОРОБЕЦЬ, О.П. МАННОЙЛЕНКО

Київський національний університет технологій та дизайну, м. Київ

АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ НЕОБХІДНОЇ ПОДАЧІ ВЕРХНЬОЇ НИТКИ ПРИ УТВОРЕННІ СТІБКІВ КЛАСУ 400

В роботі проведений аналіз процесу подачі верхньої нитки при утворенні стібків класу 400.

В роботі [1] виконано дослідження механізмів подачі верхньої нитки в швейних машинах дво- та багатониткового ланцюгового стібка (класу 400). При цьому побудовано графіки подачі нитки в існуючих базових машинах та виявлено вплив на їх форму та величину подачі нитки зміни параметрів механізмів.

В той же час в літературі наведені, або експериментально отримані графіки необхідної подачі нитки без їх аналізу [2, с.70-75], або аналіз графіків необхідної подачі нитки, отриманих частково аналітичним, а частково експериментальними методами, проведений без зіставлення з графіками необхідної подачі нитки, отриманими експериментальним шляхом [3, с.171-179].

Встановлення основних етапів процесу подачі верхньої нитки, отримання аналітичних залежностей для їх опису, побудова на їх основі теоретичного графіка необхідної подачі нитки та його експериментальна перевірка і є задачами цієї роботи.

Об'єктом дослідження є характер та величина зміни контуру верхньої нитки, що утворений внаслідок її огинання поверхонь робочих органів базової швейної машини 876 кл. ПМЗ в процесі утворення стібків типів 401 та 406. Методика досліджень аналогічна методиці, застосованій в роботі [1], тобто нитка вважається нерозтяжною, незмінальною та гнучкою. При цьому сила тертя вважається підпорядкованою закону Амонтона.

Очевидно, що необхідна величина подачі нитки $P=P(\varphi)$ в будь-який момент положення головного вала машини залежить від значень ряду змінних та постійних параметрів. До змінних параметрів належать функції положення голки $S(\varphi)$, петельника-вздовж $Z(\varphi)$ та поперек $L(\varphi)$ строчки, транспортувального органу (рейки) $T(\varphi)$ та проекція кута нахилу петлі нитки до лінії нижньої поверхні петельника $\Upsilon(\varphi)$ на площину петельника.

Залежність $S(\varphi)$ була виведена в роботі [1]. Для отримання функції $L(\varphi)$ положення петельника поперек строчки (рис. 1, а), застосуємо формулу для визначення кута повороту ψ веденої ланки часткового випадку просторового чотирирохланковика [4, с.87-88].

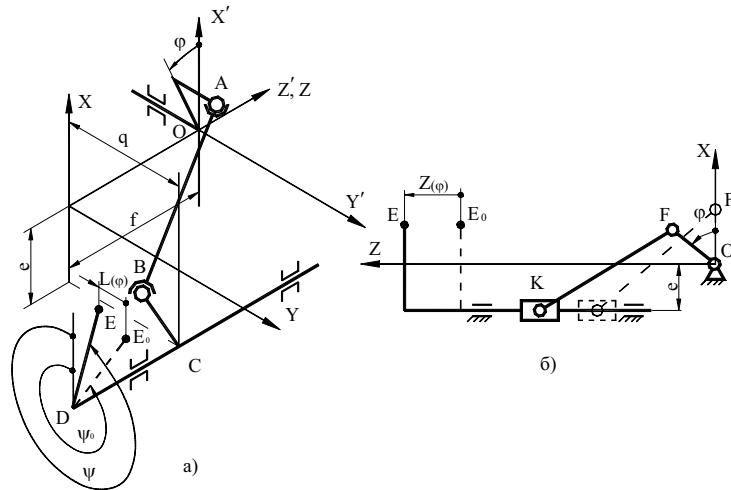


Рис. 1. Розрахункові схеми для визначення положення петельника E

$$L(\varphi) = l_{ED}(\psi - \psi_0), \text{ [рад]}$$

де ψ_0 – значення кута ψ при крайньому правому положенні петельника.

$$\psi = \arcsin \frac{A_2 A_3 - \sqrt{A_1^2 + A_2^2 - A_3^2}}{A_1^2 + A_2^2}, \text{ [рад]}$$

де

$$A_1 = 2l_{BC}(e - l_{OA} \cos \varphi),$$

$$A_2 = -2l_{BC} f \sin \varphi,$$

$$A_3 = -2l_{OA} q - l_{OA}^2 + l_{AB}^2 - l_{BC}^2 - e^2 - f^2 - q^2,$$

де l_i – довжина i -ї ланки механізму.

Оскільки кінематичний ланцюг для руху петельника вздовж стібнівки є кривошипно-повзунним дезаксіальним (рис. 1, б), то функцію $Z(\varphi)$ [5, с.96-98] можна записати у вигляді:

$$Z(\varphi) = \sqrt{L_{FK}^2 - (L_{OF} + e)^2} - l_{OF} \sin \varphi + \sqrt{L_{FK}^2 - (l_{OF} \cos \varphi + e)^2}.$$

Механізм горизонтального переміщення рейки є комбінованим восьмиланковим плоским механізмом. Але, враховуючи значну довжину шатуна рейки та відносно малий її хід над голковою пластиною ($T_{\max} = 2,8$ мм), то з достатньою для практики точністю можна вважати закон руху рейки гармонійним, тобто

$$T(\varphi) = 0.5T(\sin \varphi).$$

Тоді, з урахуванням того, що вісь X при визначенні кута φ направлена так, як на рис. 1, величина ходу

рейки горизонтального переміщення згідно [6, с. 31] $T = \frac{t_{\max}}{\sin 0.5\varphi_{mp}}$, а початок транспортування починається

в момент $\varphi = \varphi_{n,mp}$, отримаємо: $T(\varphi) = 0.5T(\sin \varphi - \sin \varphi_{n,mp})$.

Для визначення функції $\gamma(\varphi)$ вважаємо, виходячи з існуючих типових форм петельників, що нижня поверхня петельника має форму напівциліндра, бокові сторони його прямолінійні (рис. 2), а сам петельник, враховуючи відносно великий радіус його траєкторії ($l_{DE} \approx 70$ мм), рухається по прямій лінії. Тоді процес відводу петлі нитки петельником можна розглядати як ковзання нитки по напрямній постійного радіуса кривизни.

Згідно [7, с.79-83] значення цього кута буде залежати від стану поверхні, властивостей нитки та динамічних показників її руху, таких як натяг нитки, нормальна реакція поверхні тощо.

Тому на даному етапі досліджень, задавшись згідно [7, с.82] значенням $\gamma_{\max}=0,45$ рад, вважатимемо, що при переміщенні петельника петля верхньої нитки на певних етапах (рис. 3) в інтервалі $0 \div \gamma_{\max}$ рухається разом з петельником без ковзання (рис.3, а, б, в, е), причому в період $125^\circ \leq \varphi \leq 240^\circ$ (рис. 3, г) значення $\gamma=0$, а в період $240^\circ \leq \varphi \leq 0^\circ$ значення кута $\gamma=-\gamma(\varphi)$, визначається наступною залежністю:

$$\gamma(\varphi) = \arctg \frac{L(\varphi)}{k+b+a}$$

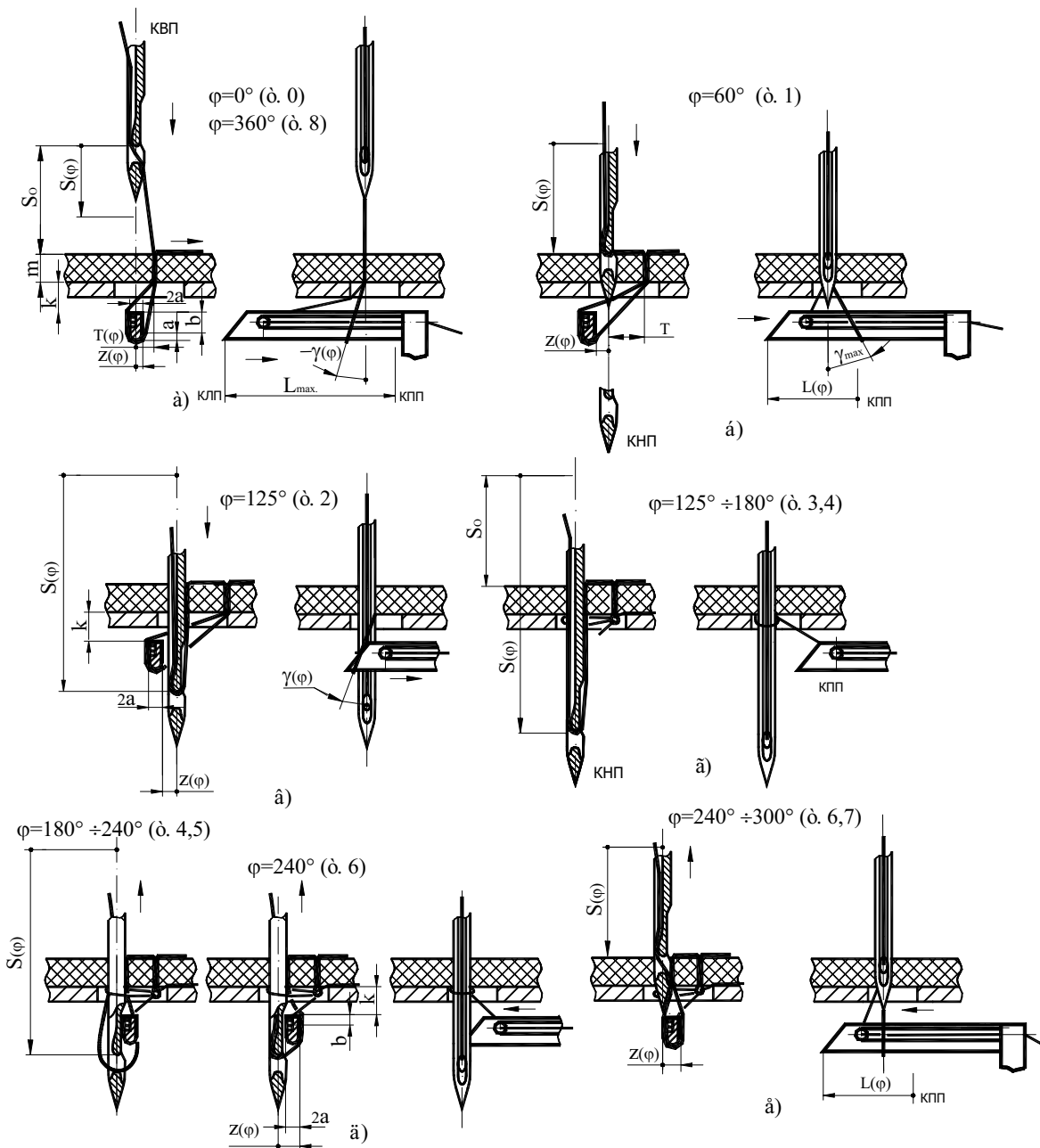


Рис.3. Етапи зміни контуру нитки при характерних положеннях робочих органів

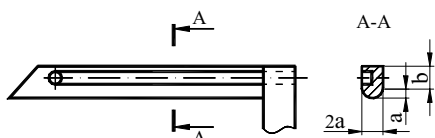


Рис. 2. Параметри робочих поверхонь петельника

Розмір ланок, координати опор механізмів голки та петельника та теоретична циклограма машини 876 кл ПМЗ взяті з роботи [8, с.175-185].

Найменування, позначення та величини постійних параметрів, що впливають на довжину контуру верхньої нитки, наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Найменування постійних параметрів	Позначення параметра	Значення параметра
1	2	3
Величина стібка (максимальна)	t_{\max}	2,8 мм
Товщина матеріалу (максимальна)	m	2,5 мм
Товщина голкової пластини	c	2 мм
Відстань між верхніми поверхнями голкової пластини та петельника	k	4 мм
Параметри петельника	a	1 мм
	b	2,5 мм
1	2	3
Перевищення носика петельника над верхньою кромкою голки в момент захоплення петлі-напуску	u	1,5 мм
Діаметр голки	d	0,9 мм
Взаємне розташування голки та матеріалу	S_0	8,5 мм
Тривалість транспортування матеріалу за циклограмою	φ_{mp}	100°
Початок транспортування матеріалу за циклограмою	$\varphi_{n.mp}$	312°

Функція необхідної подачі нитки визначається наступною залежністю

$$\Delta P = \sum_{i=1}^{i=n} P_{i-1} - P_i,$$

де P_i – периметр контуру нитки при i -му положенні головного вала, n – число i -х положень головного вала.

Периметр контуру нитки P_i на кожному етапі визначається за формулами, наведеними в табл. 2.

Таблиця 2

Позначення	Характерні періоди та моменти	Значення кута φ	Розрахункова формула p_i
0	КВП голки	0°	$P_i = E + F$
0-1	Рух голки з КВП до моменту входу верхньої кромки вушка голки в матеріал	0°÷60°	$P_i = E + F$
1-2	Подальший рух голки до моменту скидання петлі нитки з петельника	60°÷125°	$P_i = R + F + G$
3	Скидання петлі нитки з петельника	125°	$P_i = R + G$
3-4	Подальший рух голки до КНП	125°÷180°	$P_i = R + G$
4-5	Утворення петлі-напуску	180°÷240°	$P_i = const$
6	Вихід носика петельника на лінію руху голки	240°	$P_i = T + G$
6-7	Подальший рух голки до моменту виходу верхньої кромки вушка з матеріалу	240°÷300°	$P_i = T + G$
7-8	Подальший рух голки до КВП	300°÷360°	$P_i = E + F + U + G$

Тут

$$R = 2(S(\varphi) - S_0), E = \sqrt{(S_0 - S(\varphi))^2 + T(\varphi)^2} + S(\varphi), U = 2m - S_0, G = T_{\max} + S_0,$$

$$F = \frac{\sqrt{k^2 + (T(\varphi) + Z(\varphi) + 2a)^2} + \sqrt{(k + b + a)^2 + (T(\varphi) + Z(\varphi))^2} + b + \pi a}{\cos \gamma(\varphi)},$$

$$T = \frac{\sqrt{(k + b + a + m - (S(\varphi) + S_o))^2 + (Z(\varphi) - 2a)^2} + \sqrt{k^2 + (Z(\varphi) - \frac{d}{2})^2} + b + \pi a}{\cos \gamma} + m + S(\varphi) - S_o.$$

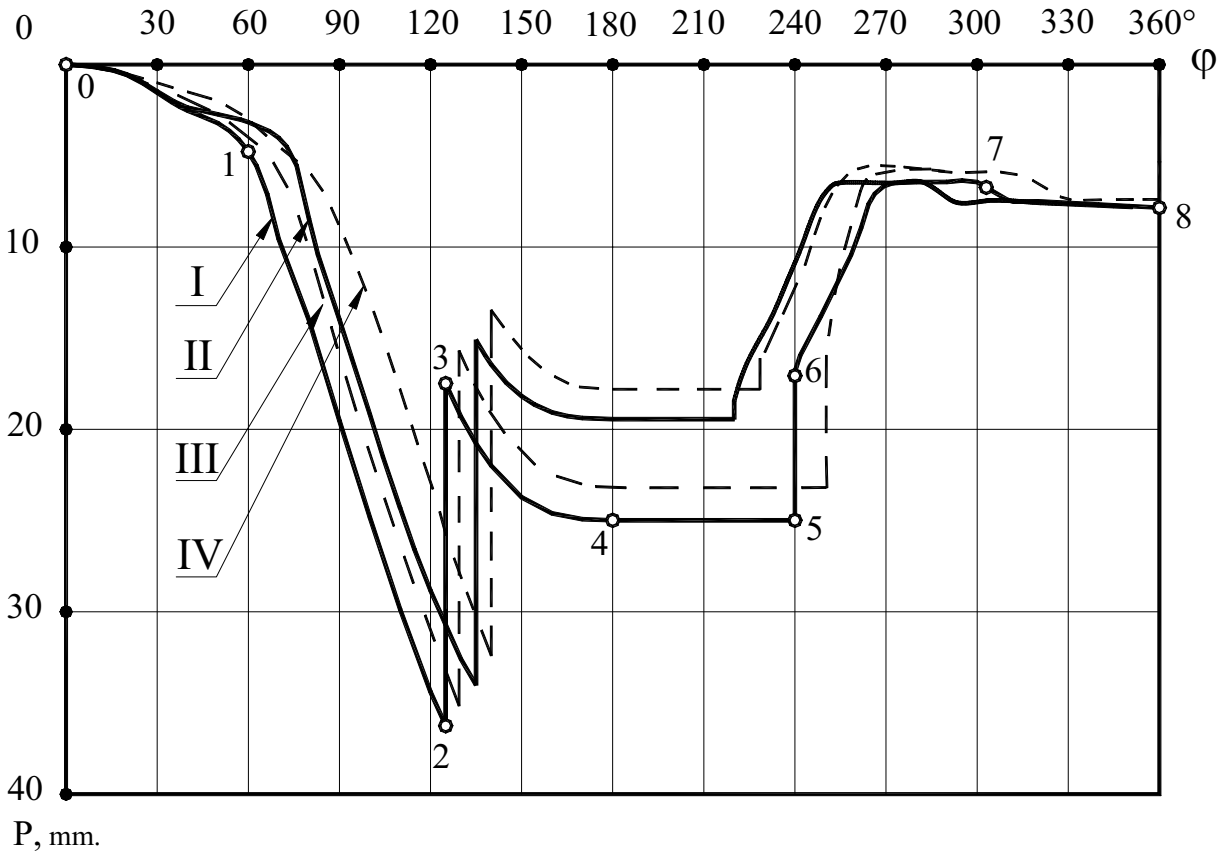


Рис. 4. Графіки необхідної подачі верхньої нитки машини 876 кл. ПМЗ

Графічне зображення залежностей табл. 2 наведено на рис. 4 (крива I) для першої голки та для другої (крива II). Для перевірки коректності цих аналітичних залежностей та для аналізу результатів дослідження там же побудовані графіки необхідної подачі верхньої нитки машини 876 кл. ПМЗ отримані експериментально (відповідно криві III та IV). При цьому обробка експериментальних даних проводилась за методикою [9, с.135-160].

Аналіз отриманих результатів показує коректність запропонованих аналітичних залежностей та прийнятих допущень для опису процесу споживання верхньої нитки при утворенні стібків класу 400. Це дозволяє застосовувати дані залежності при проектуванні нових та оптимізації існуючих механізмів подачі верхньої нитки.

Деяка розбіжність аналітичних та експериментальних даних (максимально на 7%) пояснюється, в першу чергу, тим, що при розрахунках не враховувалась еластичність реальної нитки, видовження якої на деяких етапах процесу частково компенсує потребу її при вживанні, та деяким незбіганням теоретичної та реальної циклограми машини.

Література

1. В.А. Горобець, О.П. Манойленко. Дослідження механізмів подачі верхньої нитки швейних машин двониткового та багатониткового ланцюгового стібка // Вісник КНУТД. 2005. – № 1.
2. Егоров В.В. Разработка машины двухниточного цепного стежка с реверсивным перемещением материала: Дис. ... к.т. н./ КТИЛП. – К., 1983. – 180 с.
3. А.И. Комиссаров, И.С. Зак. Проектирование диаграмм подачи нитей швейных машин цепного двухниточного стежка// Научн. труды МТИЛП. – 1961. – № 23. – С. 171-179.
4. Полухин В.П. Проектирование механизмов швейно-обметочных машин. М.: Машиностроение, 1972. – 280 с.
5. Кореняко А.С. Теория механизмов и машин. – К.: Издательское объединение «Вища школа», 1976. – 444 с.
6. Пищиков В.А. Машины, машины-автоматы и автоматические линии легкой промышленности

(швейное производство). – К.: КТИЛП, 1982. – 118 с.

7. В.Ю. Щербань, О.Н. Хомяк, Ю.Ю. Щербань. Механика нити. – К.: КНУТД, 2002. – 196 с.

8. В.П. Полухин, Л.Б. Рейбарх. Швейные машины цепного стежка. – М.: Легкая индустрия, 1976.

9. Тихомиров В.Б. Планирование и анализ эксперимента. – М.: Легкая индустрия, 1974. – 262 с.

Надійшла 13.09.2005 р.

УДК 677.025.3/7

Л.М. МЕЛЬНИК, В.Д. ОМЕЛЬЧЕНКО

Київський національний університет технологій та дизайну

АНАЛІЗ НАТЯГУ ЕЛАСТОМІРНИХ НИТОК ПРИ ПЕРЕРОБЦІ НА ПЛОСКОФАНГОВИХ МАШИНАХ

В роботі проаналізовано зміни натягу еластомірних ниток перед входом в петлетворну систему згідно періодам роботи плосков'язальної машини.

Вступ

Розвиток науки і техніки створив умови для розробки різноманітних засобів, що використовуються в медицині для попередження розвитку та лікування хвороб. Одним з таких напрямків є створення лікувально-профілактичних бандажних виробів.

Область використання еластичних полотен потребує виготовлення їх високої якості, оскільки від цього залежить терапевтичний ефект виробів. Під якісними характеристиками полотна треба розуміти рівномірність петельної структури полотна і, насамперед, довжини нитки в петлі. Основним фактором, що впливає на рівномірність петельної структури є натяг нитки перед петлетворною системою. В зв'язку з цим якісні показники полотна слід пов'язувати з сталістю натягу нитки, або зі створенням умов, за якими зміни натягу незначні.

Використання механізмів примусової подачі дозволяє стабілізувати натяг ниток при переробці їх на в'язальних машинах. Основний принцип роботи таких механізмів – установка певної швидкості подачі нитки до петлетворної системи. Але переробка високоеластичних ниток характеризується й тим, що кількість нитки, що подається, в значній мірі буде визначатись також від величини натягу ниток, а не тільки від швидкості подачі. Особливістю еластомірних ниток, що відрізняє їх від традиційних видів сировини, є жорсткість, що при технологічних навантаженнях в десятки або сотні разів менше жорсткості інших видів сировини. Зміна деформації таких ниток в процесі подачі їх в зону в'язання призводить до зміни довжини нитки в петлі та, як наслідок, нерівномірності петельної структури. Зі збільшенням розтягнення жорсткість еластомірних ниток збільшується, що приводить до зменшення відхилення довжини нитки в петлі [1]. Тому для отримання полотна з заданими властивостями необхідно враховувати ступінь видовження високоеластичних ниток при подачі в зону в'язання.

Об'єкти та методи досліджень

Об'єктом дослідження є процес зміни натягу еластомірної армованої нитки перед входом в петлетвірну систему при пров'язуванні її разом з бавовняною пряжею на плоскофанговій машині. Дослідження проводились осцилографуванням, за допомогою осцилографа та електронного тензометра.

Постановка завдання

Метою роботи є аналіз зміни натягу еластомірної нитки за час виконання подвійного ходу кареткою плоскофангової машини.

Результати та їх обговорення

Класифікація способів закріплення еластомірної нитки в структурі трикотажу, що розроблена автором [2], полегшує аналіз властивостей трикотажних полотен та дозволяє виокремити основні існуючі способи:

- прокладання у вигляді утокової нитки;
- прокладання у вигляді футерних накидів;
- пров'язування у петлі.

Для закріплення еластомірної нитки в структурі трикотажу обираємо пров'язування. Цей спосіб забезпечить надійне закріплення нитки в полотні, можливість розкрою полотна за необхідним контуром, більшу розтяжність трикотажу, порівняно з іншими видами закріплення еластомірної нитки. Розтяжність еластичного трикотажу залежить також від умов подачі еластомірної нитки. Подача нитки виконується при її попередньому видовженні. Після припинення дії розтягуючого зусилля еластичні нитки зкорочуються по довжині, що зумовлює усадку трикотажу [3]. Дослідження закономірності зміни натягу еластомірних ниток при переробці їх на плоскофангових машинах переплетенням ластик 1+1 при одночасному пров'язуванні бавовняної та еластомірної нитки були проведені перед входом в петлетворну систему за допомогою