

ДИНАМІКА ВЗАЄМОДІЇ ГОЛОК КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ З НИТКОВОДАМИ

Представлено результати досліджень динамічних навантажень, що виникають в зоні взаємодії гачків голок круглов'язальних машин з нитководами. Встановлено, що в процесі в'язання має місце ударна взаємодія гачків голок з нитководами, що є однією із причин відмови голок. Наведено результати експериментальних досліджень знаходження навантажень, що виникають при ударі гачків голок об нитководи. Встановлено, що при цьому напруження в гачках голок круглов'язальної машини типу КО перевищують 124 МПа.

The results of researches of dynamic loadings arising in a zone of interaction of hooks of needles of knitted machines with stringdrivers are submitted. Is established, that in process of knitting the shock interaction of hooks of needles with stringdrivers takes place, that is one of the reasons of failure of needles. The results of experimental researches of a finding of loadings arising at impact of hooks of needles about stringdrivers are given. Is established, that thus the pressure in hooks of needles of the knitted machine such as KO exceed 124 MPa.

Ключові слова: круглов'язальна машина, голка, гачок, нитковод, динамічні навантаження.

Вступ

Ефективність роботи в'язальної машини, зокрема круглов'язальної, значною мірою залежить від довговічності роботи голок. Одним із факторів, що суттєво впливає на довговічність голок є динамічні навантаження, які виникають при взаємодії гачків голок з нитководами [1, 2].

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи в'язальних машин, проблема підвищення довговічності голок шляхом зниження динамічних навантажень, що діють на них в процесі в'язання, є актуальною для сучасного легкого машинобудування.

Об'єктом досліджень обрано процес динамічної взаємодії гачків голок круглов'язальної машини з нитководами.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних та експериментальних досліджень, що базуються на теорії опору матеріалів та проектування в'язальних машин.

Завданням досліджень стало експериментальне дослідження по знаходженню сили ударної взаємодії гачків голок круглов'язальної машини КО-2 з нитководами та знаходження напружень, які виникають при цьому в небезпечному перерізі гачка.

Основний розділ

У процесі роботи круглов'язальної машини спостерігається удар гачка голки об нитковод, обумовлений недосконалістю конструкції останнього і відхиленням голки від вертикального положення, викликаним технологічними навантаженнями, що діють на голку, та переходом голки із клина на клин, що супроводжується ударними навантаженнями, які діють на п'ятку голки [3, 4].

При цьому сила удару гачка голки об нитковод досягає значних величин, що також, поряд із ударними хвилями напружень, зумовленими ударом п'ятки голки об клин, сприяє руйнуванню гачка голки. Дослідження [3] показали, що на двофонтурних круглов'язальних машинах ДЛ 2 сила удару гачка голки циліндра об нитковод може перевищувати 2...3 Н.

На однофонтурних круглов'язальних машинах типу КО також спостерігається явище удару голки об нитковод, про що свідчить значний знос нитковода в зоні проходження гачка. Відомі випадки, коли знос нитковода у зоні удару гачка голки досягає 0,35 мм і більше [2].

Все це підтверджує необхідність проведення досліджень з метою визначення напружень у гачку голки однофонтурної круглов'язальної машини, зумовлених ударом голки об нитковод. Особливо актуальним дане питання є при вирішенні проблеми підвищення швидкісних характеристик круглов'язальних машин.

Визначення сили удару гачка голки об нитковод, на наш погляд, доцільно виконати експериментальним шляхом.

В якості експериментальної установки для проведення досліджень була використана однофонтурна круглов'язальна машина КО-2 з діаметрів циліндра 450 мм, заправлена бавовняною пряжею $T = 16,7$ текс для в'язання гладкого кулірного полотна. З метою вивчення впливу швидкості в'язання на величину сили удару гачка голки об нитковод, привід був реконструйований з можливістю регулювання (ступінчато) швидкості машини.

При проведенні експерименту були використані дротяні тензодатчики омичного опору, що мають достатньо стабільну характеристику при повторно-перемінних деформаціях [5].

Для виміру і реєстрації динамічних навантажень використовувалася універсальна тензометрична установка типу УТС І – ВТ – 12 та 8-канальний осцилограф типу Н-102.

З метою одержання реальної картини процесу ударної взаємодії гачка голки з нитководом при роботі машини тензодатчики омичного опору 1 (рис. 1) наклеювалися безпосередньо на нитковод 2 без будь-якої його реконструкції. Це дозволило уникнути погрешностей результатів вимірів, які могли б бути внесені зміною конструкції нитковода, що мало місце в роботі [3]. Крім того, щоб уникнути похибок реєструючого

процесу, обумовленого вібрацією машини, нитковод кріпився роздільно від машини на жорстку базу.

При проведенні експериментальних досліджень зазор між нитководом і голками вибирався в межах рекомендованих заводом-виготовлювачем.

Результати розшифровки осцилограм і обробки вимірів наведені в табл. 1, 2 (обробка результатів вимірів виконувалася згідно з методикою визначення числових характеристик випадкової величини [6]).

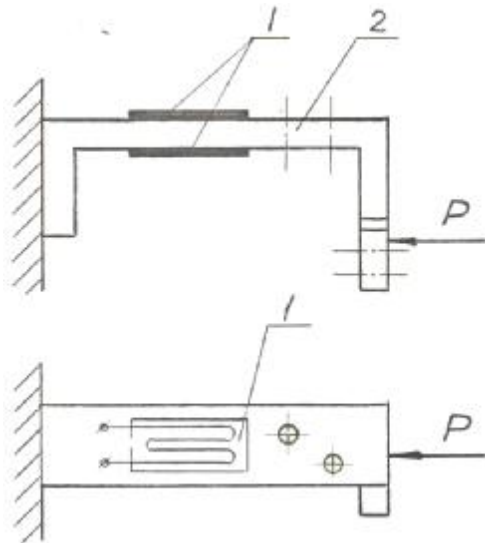


Рис. 1. Схема наклеювання тензодатчиків на нитковод КО-2 на круглов'язальній машині КО-2 для виміру сили удару гачка голки

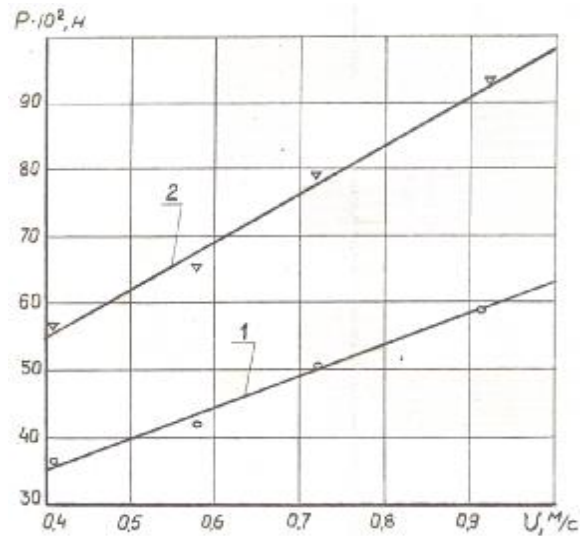


Рис. 2. Вплив швидкості круглов'язальної машини на величину сили удару гачків голок об нитковод: 1 – середні значення сили удару; 2 – максимальні значення сили удару

Таблиця 1

Результати розшифровки осцилограм навантажень, що виникають при ударі гачків голок об нитковод круглов'язальної машини КО-2

Швидкість машини $V = 0,407$ м/с		$V = 0,575$ м/с		$V = 0,718$ м/с		$V = 0,92$ м/с	
Сила удару P_i , сН	Кількість повторень результатів n_i	P_i , сН	n_i	P_i , сН	n_i	P_i , сН	n_i
24,41	22	30,52	22	39,78	12	45,95	19
30,02	21	32,26	18	42,78	19	49,53	21
35,00	21	40,33	21	46,54	15	54,37	14
40,92	16	46,54	14	49,32	16	60,41	17
46,37	10	50,68	7	52,32	15	66,35	8
51,82	6	56,68	11	55,81	8	71,28	7
56,30	4	61,48	4	61,69	5	75,31	3
		64,31	2	66,76	3	82,47	5
		65,40	1	71,40	5	86,30	2
				79,03	2	91,85	4

Таблиця 2

Результати обробки вимірів сили удару гачків голок об нитковод

Швидкість машини V , м/с	Обробка результатів вимірювань			
	Сила удару гачків голок P		Границі довірчого інтервалу ΔP , сН	Відносна похибка e , %
	Середнє значення \bar{P} , сН	максимальне значення P_{max} , сН		
0,407	35,62	56,30	1,88	5,28
0,575	41,69	65,40	2,15	5,16
0,718	50,32	79,03	1,92	3,81
0,92	59,09	91,85	2,65	4,48

Аналіз результатів досліджень показав, що швидкість машини КО-2 суттєво впливає на величину сили удару гачків голок об нитковод. При цьому в аналізованому діапазоні швидкостей ($V = 0,407 \dots 0,92$ м/с) залежність сили удару від швидкості машини є практично лінійною (рис. 2). При роботі машини КО-2 на

паспортній швидкості ($V = 1,0$ м/с) максимальна сила удару гачків голок об нитковод, як впливає з графіка рис. 2, досягає приблизно 0,98 Н.

Визначимо величину максимальних напружень, що виникають у гачку голки поз. 0-388, при роботі круглов'язальної машини КО-2 на максимальній паспортній швидкості $V = 1,0$ м/с. З цією метою скористаємося методикою [4].

Тоді максимальні напруження в небезпечному перетині гачка голки при ударі об нитковод визначаються із умови:

$$s_{1,2max} = \frac{P}{F} \pm \frac{PR_0 Z_{1,2}}{SR_{1,2}}, \quad (1)$$

де $\sigma_{1,2max}$ – максимальне напруження відповідно в зоні зовнішніх і внутрішніх волокон перетину гачка відносно нейтральної осі;

P – максимальна сила удару;

F – площа перетину гачка;

R_0 – радіус загину гачка відносно нейтральної осі перетину;

$Z_{1,2}$ – відстань відповідно зовнішніх і внутрішніх волокон перетину відносно осі,

$$z = 0,5d \pm z_0; \quad (2)$$

d – діаметр стержня гачка;

z_0 – відстань центра ваги перетину гачка від нейтральної осі,

$$z_0 = R_0 - \frac{d^2}{4(2R_0 - \sqrt{4R_0^2 - d^2})}; \quad (3)$$

S – статичний момент перетину гачка відносно нейтральної осі,

$$S = FZ_0; \quad (4)$$

$R_{1,2}$ – відстань відповідно зовнішніх і внутрішніх волокон перетину до центра кривизни,

$$R_{1,2} = R_0 \pm 0,5d. \quad (5)$$

Враховуючи, що для голок поз. 0-388, що використовуються у круглов'язальних машинах типу КО, $d = 0,44$ мм; $R_0 = 0,55$ мм; $F = 0,1256$ мм² [7], з виразів (2).. (5) знаходимо: $Z_0 = 0,017$; $Z_1 = 0,217$; $Z_2 = 0,183$; $R_1 = 0,75$; $R_2 = 0,35$ мм; $S = 2,135 \cdot 10^{-3}$ мм³.

Підставляючи отримані результати в рівняння (1) та враховуючи, що $P = 0,98$ Н, одержимо:

$$\sigma_{1max} = 80,84 \text{ МПа}; \quad \sigma_{2max} = -124,20 \text{ МПа}.$$

Для сталі марки У8А, з якої виготовляються голки, допустиме напруження при двократному коефіцієнті запасу міцності з урахуванням динамічно прикладеного навантаження складає 314 МПа [4].

Таким чином, удар голки об нитковод в сукупності з іншими факторами (напруження в гачку, обумовлене явищем поширення хвиль ударних напружень, та ін.) є реальною причиною руйнування гачка голки.

В результаті виконаних досліджень встановлено, що:

- в процесі роботи круглов'язальної машини КО-2 спостерігається явище удару гачків голок об нитководи, що є однією із основних причин відмови голок;
- максимальна сила удару гачків голок об нитковод при роботі круглов'язальної машини КО-2 на паспортній (максимальній) швидкості 1,0 м/с досягає 0,98 Н; при цьому в небезпечному перерізі гачка голки виникає максимальне напруження, що дорівнює 124,2 МПа (допустиме напруження становить 314,0 МПа);
- швидкість круглов'язальної машини суттєво впливає на величину сили удару гачків голок об нитковод;
- залежність сили удару гачків голок об нитководи від швидкості в'язання є (в аналізованому діапазоні швидкостей $V = 0,407 \dots 0,92$ м/с) практично лінійною.

Література

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин / Гарбарук В.Н. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Піпа Б.Ф. Динаміка механізмів в'язання круглов'язальних машин. / Піпа Б.Ф. – К.: КНУТД, 2008. – 416 с.
3. Черданцева М. В. Экспериментальное исследование виброударных режимов, возникающих при движении игл // ЦНИИТЭИлегпишемаш. Машиностроение для легкой промышленности: реферативный сборник. – 1975. – Вып. 5. – С. 12-15.
4. Черданцева М. В. Напряжения в крючке языковой иглы при ударе о нитковод // ЦНИИТЭИлегпишемаш. Машиностроение для легкой промышленности: реферативный сборник. – 1975. – Вып. 12. – С. 9-12.

5. Козлов И.А. и др. Исследование прочности деталей машин при помощи тензодатчиков сопротивления. – К.: Техніка, 1967. – 204 с.
 6. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний / Мэнли Р. – М.: Машиностроение, 1972. – 368 с.
 7. Крассий Г.Г. Справочник трикотажника / Крассий Г.Г. – К.: Техника, 1975. – 320 с.

Надійшла 26.5.2010 р.

УДК 620.193.1: 678.058.371

П.В. МАТВІЙШИН, В.Г. КАПЛУН
 Хмельницький національний університет

ВПЛИВ ЗАЗОРУ МІЖ ШНЕКОМ І ЦИЛІНДРОМ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕРМОПЛАСТАВТОМАТА ДБ3328

Наведені результати досліджень впливу зазору між шнеком і циліндром термопластавтомату на його експлуатаційні характеристики при переробці різних полімерних матеріалів.

The article highlights the results of the research of how the air gap between coil conveyor and the cylinder of thermoplastic automatic machine influences its processability while processing different polymeric materials.

Ключові слова: термопластавтомати, шнек, циліндр, експлуатаційні характеристики.

До основних показників, що характеризують конкурентоздатність і надійність машин для переробки пластмас методом екструзування, є експлуатаційні характеристики, зокрема їх продуктивність, енергозатратність на одиницю продукції, якість виробів тощо, які, в свою чергу, в значній мірі залежать від величини зазору між шнеком і циліндром.

Продуктивність екструдерів з врахуванням втрат від величини зазору між шнеком і циліндром визначається з формули [1]:

$$Q = \frac{p^2 D^2 N h \sin j \cos j}{2} - \frac{p D h^2 \sin^2 j \cdot r}{12 m L} - \frac{p^2 D^2 d^3 \operatorname{tg} j \cdot r}{12 m e L}, \quad (1)$$

де Q – продуктивність;
 D – зовнішній діаметр шнека;
 N – число обертів в хвилинку;
 e – ширина гребня нарізки в напрямку осі шнека;
 h – глибина нарізки;
 d – зазор між шнеком і циліндром;
 P – тиск в кінці шнека;
 L – довжина зони дозування;
 m – в'язкість розплаву.

Як показують дослідження [2], збільшення зазору між шнеком і циліндром від 0,055 до 0,27 мм при переробці поліетилену високого тиску марки 102–14 на екструдері 4П 63x25 викликає зменшення його продуктивності на 20 %, збільшення питомих витрат електроенергії – на 50 %, а затрати на виробництво збільшуються в 3 рази.

Величина зазору між шнеком і циліндром термопластавтоматів теж має великий вплив на їх експлуатаційні характеристики, а саме: тиск в різних зонах по довжині циліндра; величина крутильного моменту; час в період завантаження та пластикації; продуктивність термопластавтомата тощо.

Слід відзначити, що термопластавтомат на відміну від екструдерів є машиною циклічної дії, з автоматичною системою управління вузлів завантаження і пластикації матеріалу, змикання і розмикання пресформи, вприскування розплаву в пресформу та її охолодження.

Продуктивність термопластавтомата можна визначити за залежністю:

$$П = \frac{3600 \cdot (T - T_{нд})}{t_{ц}} N \text{ вироб/зміну}, \quad (2)$$

де T – протяжність зміни в год.;
 $T_{нд}$ – час на підготовку термопластавтомата до роботи в год;
 N – кількість виробів в пресформі;
 $t_{ц}$ – протяжність циклу, сек.;

$$t_{ц} = t_p + t_3 + t_{np} + t_{вн} + t_{ox} + t_n$$

де t_p – час розмикання пресформи, секунд;
 t_3 – час змикання пресформи, секун.;