

УДК 677.055

МУЗИЧИШИН С.В., ППА Б.Ф., ШИПКО Д.О.
Київський національний університет технологій та дизайну

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ
ПРИСТРОЮ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ
НАВАНТАЖЕНЬ НА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ
ПРИВОДА КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ**

Мета. Експериментальні дослідження впливу пристрою зниження динамічних навантажень з циліндричною пружиною кручення на динамічні навантаження привода круглов'язальної машини МС-5.

Методика. Використані сучасні методи досліджень, що базуються на теорії динамічних процесів в механічних системах та статистичних методах обробки результатів експериментальних досліджень динамічних навантажень.

Результати. Виконано експериментальні дослідження впливу пристрою зниження динамічних навантажень з циліндричною пружиною кручення на динамічні навантаження, що виникають під час пуску круглов'язальної машини МС-5. Встановлено, що використання пристрою зниження динамічних навантажень з циліндричною пружиною кручення в приводі круглов'язальної машини МС-5 дозволяє знизити пускові динамічні навантаження привода майже в 2 рази, що позитивно впливає як на підвищення надійності і довговічності роботи машини, так і на підвищення якості в'язального полотна. Досліджуваний діапазон зміни жорсткості пружин кручення пристрою зниження динамічних навантажень, вибраний з урахуванням особливостей конструкції привода круглов'язальної машини МС-5, практично не впливає на ефективність його впливу на зниження динамічних навантажень в приводі, що підтверджує результати аналітичних досліджень.

Наукова новизна. Вперше проведено експериментальні дослідження впливу пристрою зниження динамічних навантажень з циліндричною пружиною кручення на динамічні навантаження привода круглов'язальної машини типу КО.

Практична значимість. Результати експериментальних досліджень впливу пристрою зниження динамічних навантажень з циліндричною пружиною кручення на динамічні навантаження, що виникають під час пуску круглов'язальної машини.

Ключові слова: експериментальні дослідження динаміки в'язальних машин, привід в'язальної машини, динамічні навантаження привода, пристрій зниження динамічних навантажень.

Вступ. Особливістю обладнання легкої промисловості є значні динамічні навантаження, що виникають в період несталих режимів роботи [1, 2] і є однією з основних причин зниження надійності та довговічності його роботи. Тому при проектуванні в'язальних машин та автоматів слід приділяти увагу зниженню динамічних навантажень в приводі. Вирішення цієї проблеми без використання пристроїв зниження динамічних навантажень (ПЗДН) та експериментальних досліджень перевірки ефективності їх роботи неможливе.

Постановка завдання. Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи технологічного обладнання легкої промисловості, завданням роботи є експериментальні дослідження впливу ПЗДН з циліндричною пружиною кручення на динамічні навантаження в приводі круглов'язальної машини МС-5.

Результати дослідження. При проведенні досліджень була використана сучасна методика експериментальних досліджень динамічних навантажень, що виникають в механічних системах в період несталого режиму руху [2].

В якості експериментальної установки була використана круглов'язальна машина МС-5, встановлена у науково-виробничій лабораторії Київського національного університету технологій та дизайну.

Для проведення експериментальних досліджень привід круглов'язальної машини був модернізований – додатково обладнаний ПЗДН з циліндричною пружиною кручення, запропонованим авторами [3]. Обладнання приводу круглов'язальної машини ПЗДН дозволяє здійснювати пуск машини при попередньо напружених в'язях привода та обмеженому пусковому моменту електродвигуна, що позитивно впливає на зниження динамічних навантажень [2, 3].

Умови експерименту:

- при проведенні експериментальних досліджень динамічних навантажень привода як існуючої моделі круглов'язальної машини, так і модернізованої (установка в приводі ПЗДН) згідно з рекомендаціями [4, 5] заплановано виконати по 20 дослідів;

- з метою оцінки працездатності ПЗДН та впливу жорсткості пружини на ефективність зниження динамічних навантажень було виготовлено три циліндричні пружини кручення (пружина № 1, пружина № 2, пружина № 4), діаметр дроту яких становив 3,5, 4,5 та 6,0 мм відповідно;

- у всіх дослідах режим роботи круглов'язальної машини залишався однаковим;

- прийнята вірогідність результатів експерименту $\alpha = 0,95$.

Для кількісної оцінки діючих навантажень, що виникають в приводі круглов'язальної машини тензодатчики тарувалися.

З метою вибору тарувального вантажу попередньо були визначені сили притиску натяжного ролика до пасу пасової передачі привода для здійснення попереднього його натягу та в період сталого руху круглов'язальної машини.

Як відомо із теорії пасових передач, необхідний попередній натяг клинових пасів клинопасової передачі F_0 повинен задовольняти умові: $F_0 = A\sigma_0$, (1)

де A - площа перетину пасів (для нашого випадку одного пасу профілю А);

σ_0 - напруження пасу, зумовлене попереднім натягом, $\sigma_0 = 1,5$ МПа [6].

Враховуючи що для нашого випадку $A = 81$ мм [6] із (1) маємо: $F_0 = 121,5$ Н.

Сила притиску натяжного ролика до пасу Q_0 становить:

$$Q_0 = 2F_0 \cos \alpha = 2 \cdot 121,5 \cdot \cos 74,32^\circ = 65,67 \text{ Н.} \quad (2)$$

Сила притиску пасу до натяжного ролика в період сталого руху машини Q_{cm} становить [6]:

$$Q_{cm} = 2F_1 \cos \alpha, \quad (3)$$

де F_1 - натяг ведучої вітки паса, $F_1 = 0,5F_t + F_0$; (4)

F_t - колове зусилля, що передається пасом при сталому русі машини,

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2P}{d\omega} = \frac{2 \cdot 1,7 \cdot 10^3}{81 \cdot 10^{-3} \cdot 148,7} = 282,3 \text{ Н;} \quad (5)$$

T - крутний момент ведучого шківa (вала електродвигуна);

d - діаметр ведучого шківa, $d = 81$ мм;

P - потужність електродвигуна, $P = 1,7$ кВт;

ω - кутова швидкість ротора, $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 1420}{30} = 148,7$ с⁻¹.

Тоді, враховуючи одержані результати згідно з (5) маємо:

$$F_1 = 0,5 \cdot 282,3 + 121,5 = 262,65 \text{ Н.} \quad (6)$$

Підставивши (6) в вираз (3) та нехтуючи деформацією важеля, знаходимо:

$$Q_{cm} = 2 \cdot 262,65 \cos 74,32^\circ = 141,97 \text{ Н.} \quad (7)$$

Враховуючи одержані результати, максимальна вага тарувального вантажу була вибрана 400Н.

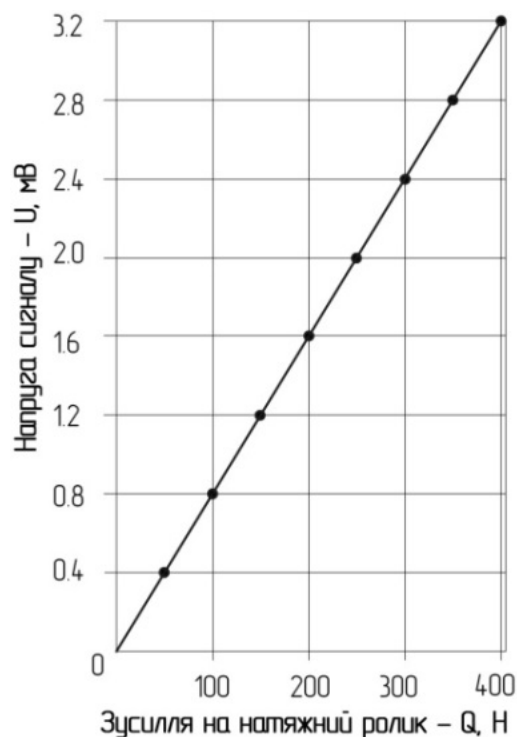


Рис. 1. Графік тарування тензодатчиків

По результатам тарування датчиків визначено масштаб запису навантажень (тиску паса на натяжний ролик), що виникають в пасовій передачі привода при роботі круглов'язальної машини: $\mu = 125$ Н/мВ.

Приклади осцилограм динамічних навантажень, що виникають при пуску круглов'язальної машини МС-5, показані на рис. 2, 3.

Результати експериментальних досліджень динамічних навантажень привода круглов'язальної машини МС-5 без ПЗДН приведені в табл. 1.

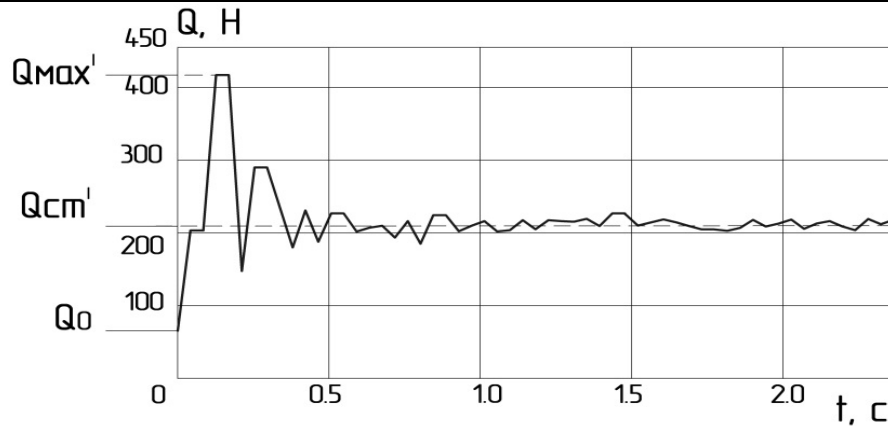


Рис. 2. Осцилограма динамічних навантажень привода круглов'язальної машини МС-5 без ПЗДН при пуску

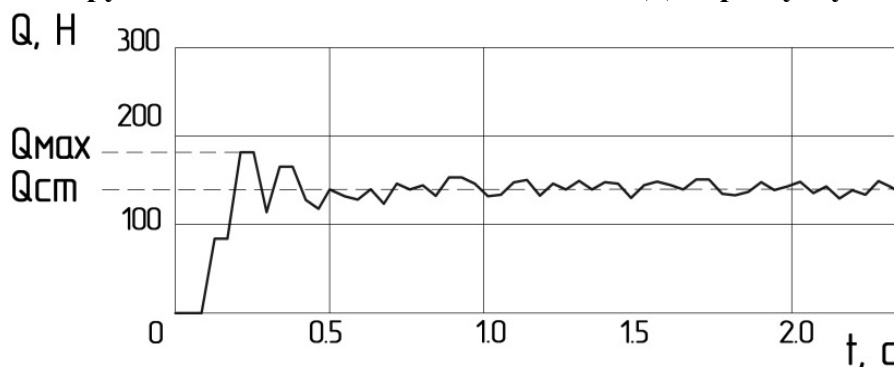


Рис. 3. Осцилограма динамічних навантажень привода круглов'язальної машини МС-5 з ПЗДН з циліндричною пружиною кручення, діаметр дроту якої 3,5 мм, при пуску

Таблиця 1.

Результати експериментальних досліджень динамічних навантажень привода круглов'язальної машини МС-5 без ПЗДН

Максимальне динамічне навантаження привода (з урахування попереднього натягу паса) $Q'_{i\max}$, Н	Кількість повторень результатів n_i	$n_i Q'_{i\max}$	Похибка окремих вимірів $\Delta Q'_{i\max}$	$n_i (\Delta Q'_{i\max})^2$
410,5	1	410,5	11,4	129,96
412,4	2	824,8	9,5	180,5
414,5	2	829,0	7,4	109,52
417,2	2	834,3	4,7	44,18
419,1	1	419,1	2,8	7,84
420,5	2	841,0	1,4	3,92
423,6	1	423,6	-1,7	2,89
425,1	2	850,2	-3,2	20,48
427,3	3	1281,9	-5,4	87,48
428,7	2	857,4	-6,8	92,48
430,4	1	430,4	-8,5	72,25
435,5	1	435,5	-13,6	184,96
	$n = 20$	$\sum 8437,7$		$\sum 936,46$

Обробка результатів експерименту виконувалась у відповідності з методикою [5]:

- середнє значення максимального динамічного навантаження приводу (з урахування попереднього натягу паса):

$$\bar{Q}'_{max} = \frac{\sum n_i Q'_{i max}}{n} = \frac{8437,7}{20} = 421,9 \text{ Н}; \quad (8)$$

- середня квадратична похибка результатів замірів:

$$\Delta S = \sqrt{\frac{\sum n_i (\Delta Q'_{i max})^2}{n(n-1)}} = \sqrt{\frac{936,46}{20(20-1)}} = 2,46 \text{ Н}; \quad (9)$$

- границі довірчого інтервалу:

$$\Delta Q'_{max} = \sqrt{(t_\alpha \Delta S)^2 + \left(\frac{K_\alpha}{3} \gamma\right)^2} = \sqrt{(2,09 \cdot 2,46)^2 + \left(\frac{1,96}{3} \cdot 8,44\right)^2} = 7,54 \text{ Н}, \quad (10)$$

де t_α - коефіцієнт Стюдента; при $\beta = 0,95$ $t_\alpha = 2,09$ [5]; $K_\alpha \equiv t_\alpha (n \rightarrow \infty) = 1,96$ [5];

γ - похибка вимірювальної та реєструючої апаратури,

$$\gamma = \frac{\beta \bar{Q}'_{max}}{100\%} = \frac{2 \cdot 421,9}{100\%} = 8,44 \text{ Н}; \quad (11)$$

$\beta = 2\%$ [2];

- відносна похибка серії вимірів:

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta Q'_{max}}{\bar{Q}'_{max}} \cdot 100\% = \frac{7,54}{421,9} \cdot 100\% = 1,78\%. \quad (12)$$

Остаточний результат досліджень:

$$Q'_{max} = \bar{Q}'_{max} \pm \Delta Q'_{max} = (421,9 \pm 7,54) \text{ Н}.$$

Враховуючи вплив попереднього натягу паса, одержуємо:

$$\bar{Q}_{max} = \bar{Q}'_{max} - Q_0 = 421,9 - 65,7 = 356,2 \text{ Н}. \quad (13)$$

Приклад осцилограми динамічних навантажень приводу круглов'язальної машини МС-5 з ПЗДН з пружиною, діаметр дроту якої 3,5 мм, приведений на рис. 3. При цьому, для зручності, на осцилограмі представлені результати без урахування навантаження, зумовленого попереднім натягом паса клинопасової передачі.

Обробка результатів експерименту по оцінці впливу ПЗДН на динамічні навантаження виконана з використанням залежностей (8) - (13):

$$\bar{Q}_{1max} = 181,0 \text{ Н}; \quad \Delta S_1 = 2,64 \text{ Н}; \quad \gamma_1 = 3,62 \text{ Н}; \quad \Delta Q_{1max} = 5,66 \text{ Н}; \quad \varepsilon_1 = 3,12\%;$$

$$\bar{Q}_{2max} = 182,04 \text{ Н}; \quad \Delta S_2 = 1,74 \text{ Н}; \quad \gamma_2 = 3,64 \text{ Н}; \quad \Delta Q_{2max} = 4,34 \text{ Н}; \quad \varepsilon_2 = 2,38\%;$$

$$\bar{Q}_{3max} = 183,96 \text{ Н}; \quad \Delta S_3 = 1,43 \text{ Н}; \quad \gamma_3 = 3,68 \text{ Н}; \quad \Delta Q_{3max} = 3,83 \text{ Н}; \quad \varepsilon_3 = 2,08\%.$$

Остаточний результат досліджень:

$$Q_{1max} = \bar{Q}_{1max} \pm \Delta Q_{1max} = (181,0 \pm 5,66) \text{ Н};$$

$$Q_{2max} = \bar{Q}_{2max} \pm \Delta Q_{2max} = (182,04 \pm 4,34) \text{ Н};$$

$$Q_{3max} = \bar{Q}_{3max} \pm \Delta Q_{3max} = (183,96 \pm 3,83) \text{ Н}.$$

Узагальнені результати експериментальних досліджень представлені в табл. 2.

Таблиця 2.

Узагальнені результати експериментальних досліджень
 динамічних навантажень привода круглов'язальної машини МС-5

Режим роботи машини	Навантаження від попереднього натягу паса, Н	Навантаження від сталого руху привода $Q_{ст}$, Н	Середня величина динамічного навантаження, $\bar{Q}_{max}, \bar{Q}_{kmax}$, Н	Коефіцієнт зниження динамічних навантажень, n_k
Без ПЗДН	65,67	141,97	356,20	
3 пружиною № 1	65,67	141,97	181,00	1,97
3 пружиною № 2	65,67	141,97	182,04	1,96
3 пружиною № 3	65,67	141,97	183,96	1,94

Ефективність використання ПЗДН з пружиною кручення оцінювалась коефіцієнтом n_k впливу ПЗДН на зниження динамічних навантажень в приводі круглов'язальної машини:

$$n_k = \frac{\bar{Q}_{max}}{\bar{Q}_{kmax}}, \quad (14)$$

де $\bar{Q}_{max}, \bar{Q}_{kmax}$ - середня величина максимального динамічного навантаження, що виникає в приводі круглов'язальної машини МС-5 в період пуску без ПЗДН та при використанні ПЗДН з k -ою пружиною кручення, відповідно:

$$\bar{Q}_{max} = \bar{Q}'_{max} - Q_0; \quad \bar{Q}_{kmax} = \bar{Q}'_{kmax} - Q_0; \quad (15)$$

$\bar{Q}'_{max}, \bar{Q}'_{kmax}$ - середня величина максимального динамічного навантаження з урахування тиску паса на натяжний ролик Q_0 , зумовленого силою попереднього натягу паса, що виникає в приводі без ПЗДН та при використанні ПЗДН з k -ою пружиною кручення, відповідно.

Ефективність використання запропонованого ПЗДН в приводі круглов'язальної машини МС-5 може бути оцінена також за допомогою коефіцієнта динамічності n_∂ , що знаходиться із умови:

$$n_\partial = \frac{\bar{Q}_{max}}{Q_{ст}} \quad (16)$$

Результати розрахунків коефіцієнтів динамічності привода круглов'язальної машини МС-5 представлені в табл. 3.

Таблиця 3.

Коефіцієнт динамічності привода круглов'язальної машини МС-5

Режим роботи машини	Коефіцієнт динамічності привода n_∂
Без ПЗДН	2,51
3 ПЗДН (пружина № 1)	1,27
3 ПЗДН (пружина № 2)	1,28
3 ПЗДН (пружина № 3)	1,29

Висновки. Виконані дослідження показують наступне:

- використання пристрою зниження динамічних навантажень (ПЗДН) з циліндричною пружиною кручення в приводі круглов'язальної машини МС-5 дозволяє знизити пускові

динамічні навантаження привода майже в 2 рази, що позитивно впливає як на підвищення надійності і довговічності роботи машини, так і на підвищення якості в'язального полотна;

- досліджуваний діапазон зміни жорсткості пружин кручення ПЗДН, вибраний з урахуванням особливостей конструкції привода круглов'язальної машини МС-5, практично не впливає на ефективність його впливу на зниження динамічних навантажень в приводі, що підтверджує результати аналітичних досліджень;

- запропонований метод експериментальних досліджень може бути використаний для подальших досліджень впливу пристроїв зниження динамічних навантажень на динаміку будь-яких типів в'язальних машин та автоматів.

Список використаної літератури

1. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2005. – 294 с.
2. Піпа Б.Ф., Чабан О.В., Музичишин С.В. Приводи в'язальних машин і автоматів з пристроями зниження динамічних навантажень (наукові основи і інженерні методи проектування). – К.: КНУТД, 2015. – 280 с.
3. Піпа Б.Ф., Рубанка М.М., Музичишин С.В. Аналіз доцільності використання пристрою з пружиною кручення для зниження динамічних навантажень в приводі технологічного обладнання та вибір його параметрів //Вісник КНУТД. -2014. - № 3 (77).- С.209-214.
4. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. – М.: Наука, 1971. – 192 с.
5. Касандрова О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений. – М.: Наука, 1970. – 104 с.
6. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Деталі машин. – К: КНУТД, 2011.– 358 с.

Рекомендовано до публікації д.т.н., проф. Зенкіним А.С.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ УСТРОЙСТВА СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ ПРИВОДА КРУГЛОВЯЗАЛЬНОЙ МАШИНЫ МУЗЫЧИШИН С.В., ПИПА Б.Ф., ШИПКО Д.А.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Экспериментальные исследования влияния устройства снижения динамических нагрузок с цилиндрической пружиной кручения на динамические нагрузки привода кругловязальной машины МС-5.

Методика. Используются современные методы исследований, основанные на теории динамических процессов в механических системах и статистических методах обработки результатов экспериментальных исследований динамических нагрузок.

Результаты. Выполнены экспериментальные исследования влияния устройства снижения динамических нагрузок с цилиндрической пружиной кручения на динамические нагрузки, возникающие при пуске кругловязальной машины МС-5. Установлено, что использование устройства снижения динамических нагрузок с цилиндрической пружиной кручения в приводе кругловязальной машины МС-5 позволяет снизить пусковые динамические нагрузки привода почти в 2 раза, что положительно влияет как на повышение надежности и долговечности работы машины, так и на повышение качества вязального полотна. Исследуемый диапазон изменения жесткости пружин кручения устройства

снижения динамических нагрузок, выбранный с учетом особенностей конструкции привода кругловязальной машины МС-5, практически не влияет на эффективность его воздействия на снижение динамических нагрузок в приводе, что подтверждает результаты аналитических исследований.

Научная новизна. Впервые проведены экспериментальные исследования влияния устройства снижения динамических нагрузок с цилиндрической пружинной кручения на динамические нагрузки привода кругловязальной машины типа КО.

Практическая значимость. Результаты экспериментальных исследований влияния устройства снижения динамических нагрузок с цилиндрической пружинной кручения на динамические нагрузки, возникающие при пуске кругловязальной машины.

Ключевые слова: экспериментальные исследования динамики вязальных машин, привод вязальной машины, динамические нагрузки привода, устройство снижения динамических нагрузок.

EXPERIMENTAL RESEARCH OF INFLUENCE DEVICES REDUCE DYNAMIC LOADS ON THE DYNAMIC LOADS LEAD CIRCULAR KNITTING MACHINES

MUZYCHISHIN S.V., PIPA B.F., SHYPKO D.A.

Kyiv national university of technologies and design

Aim. Experimental study of the effect of reducing the dynamic loads device with a cylindrical torsion spring on the dynamic load drive the circular machine MS-5.

Methodology. The use of modern methods of research based on the theory of dynamic processes in mechanical systems and statistical methods of processing the results of experimental studies of dynamic loads.

Results. Experimental study of the effect devices reduce dynamic loads with a cylindrical torsion spring on the dynamic loads occurring during start-up circular machine MS-5. It was found that the use of devices reduce dynamic loads with a cylindrical torsion spring to drive the circular machine MS-5 reduces inrush dynamic forces driving almost 2 times that has a positive effect on increasing the reliability and durability of the machine, and to improve the quality of knitting fabric. The test range of the rigidity of torsion springs devices reduce dynamic loads, the selected structural peculiarities drive the circular machine МС-5, has practically no effect on the efficiency of its impact on the reduction of dynamic loads in the drive, which confirms the results of analytical studies.

Scientific novelty. For the first time the experimental study of the effect of the device reduce dynamic loads on a cylindrical torsion spring on dynamic load drive circular knitting machine type КО.

Practical meaningfulness. The results of experimental studies of the effect devices reduce dynamic loads with a cylindrical torsion spring on the dynamic loads occurring during start-up circular knitting machine.

Keywords: *experimental study of the dynamics of knitting machines, knitting machine drive, dynamic load drive device reducing dynamic loads.*