

УДК 677.055

ДО РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ЛАНЦЮГОВОГО ПРИВОДУ МЕХАНІЗМУ НАКАТУВАННЯ ПОЛОТНА КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

Березін Л. М., Малик П. О.

Київський національний університет технологій та дизайну

Мета. Розробка основних положень розрахунку ланцюгового приводу механізму накатування полотна круглов'язальної машини з урахуванням особливостей процесу накатування полотна в рулон та за умовами зносостійкості шарнірів ланцюга і втомленісної міцності пластин ланцюга в детермінованій та ймовірнісній постановках.

Методика. Використовуються методи теорії проектування механічних передач, зокрема в'язальних машин, класичні методи розрахунків з опору матеріалів та теорії надійності.

Результати. Запропоновано конструкцію механізму накатування полотна з ланцюговим приводом. Розраховані основні конструктивні, кінематичні та силові параметри ланцюгової передачі з урахуванням особливостей круглов'язальних машин. Пропонується методологічний підхід до розрахунку ланцюга на втомленісну міцність в детермінованій та ймовірнісній постановках.

Наукова новизна полягає в подальшому розвитку теорії проектування та інженерних методів розв'язку прикладних задач по забезпеченню умов міцності та надійності деталей механізмів в'язальних машин.

Практична значимість. Представлено практичні рекомендації з удосконалення механізму накатування полотна з ланцюговим приводом круглов'язальних машин. Запропонований підхід скорочує терміни впровадження конструкторських рішень при проектуванні механізму накатування полотна.

Ключові слова: проектування, розрахунок, механізм накатування полотна, ланцюгова передача, міцність, надійність

Визначальним фактором розвитку круглов'язальних машин є підвищення ефективності їх роботи та якості продукції передусім за рахунок удосконалення та підвищення надійності складових механізмів машин. Зокрема це стосується механізмів відтягування та накатування полотна, які призначені для відведення сформованих петель полотна від робочих органів, формування рівномірної петельної структури за периметром трубки в'язального полотна та подальшого її збереження в процесі накатування полотна в рулон.

Широкий спектр напрацювань в сучасній теорії та практиці проектування механізмів відтягування та накатування полотна представлено в [1]-[8] та інших. В [1]-[3] наведена систематизація та узагальнення конструкцій механізмів відтягування та накатування полотна, де відзначають, що забезпечення рівномірної накатки полотна на

товарний валик залежить першочергово від досконалості його приводу. В [4]-[6] виконано аналіз технологічних та конструктивних факторів впливу на забезпечення сталості моменту накатування полотна та стабілізацію його напружено-деформованого стану в рулоні. В [7]-[8] представлено нові конструкції механізмів накатування полотна з ланцюговим приводом накатного валика, які забезпечують стабільність фізико-механічних властивостей полотна по довжині рулону в широкому діапазоні та інженерні методи вибору їх робочих параметрів.

Постановка завдання

Враховуючи, що забезпечення рівномірної накатки полотна на товарний валик залежить передусім від досконалості його приводу, вважаємо за доцільне розгляд методологічного підходу вибору та перевірного розрахунку на надійність ланцюгової передачі стосовно приводу механізму накатування. Це дозволить забезпечити заданий рівень надійності приводу та коефіцієнту готовності круглов'язальної машини в цілому через унеможливлення відмов в запланований термін, а також встановити мінімально необхідні розміри деталей та відповідну масу, величина якої впливає на динамічні навантаження. Метою статті є розробка положень розрахунку ланцюгового приводу механізму накатування полотна круглов'язальної машини з урахуванням особливостей процесу накатування круглого трикотажного полотна в рулон та за умовами зносостійкості шарнірів ланцюга і втомленісної міцності пластин ланцюга в детермінованій та ймовірнісній постановках

Результати досліджень

Основні положення розрахунків виконуємо на прикладі модернізації механізму накатки круглого трикотажного полотна з ланцюговим приводом в'язальних машин типу МС-5, схема якого представлена на рисунку.

Використовуємо методику розрахунку ланцюгової передачі [9] з урахуванням особливостей механізму накатування полотна. У відповідності до [1] швидкість відтяжки полотна $V_{відм}$ приймають більшою за швидкість його в'язання $V_в$:

$$V_{відм} = (1,1...1,3) V_в . \quad (1)$$

Відомо [1], що

$$V_в = \frac{qn_y B}{60} , \quad (2)$$

де q – кількість в'язальних систем машини ($q = 60$);

$n_{\text{ц}}$ – частота обертання голкового циліндру машини;

B – висота петельного ряду полотна в мм, яка залежить від його вертикальної щільності P_g ($B = 50 / P_g$).

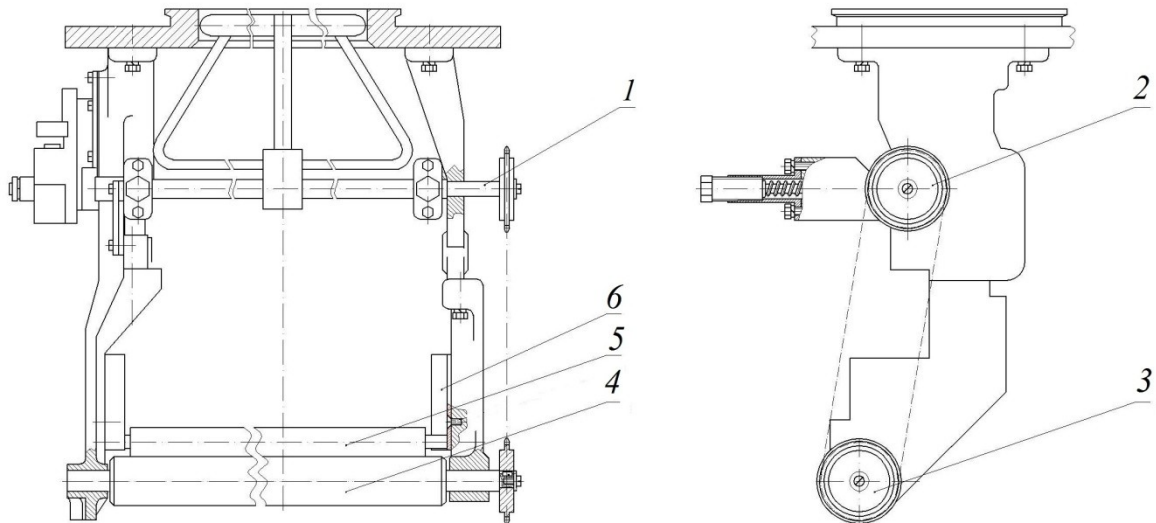


Рисунок. Кінематична схема механізму намотування полотна: 1 – вал одного з відтяжних валиків; 2, 3 – ведуча та ведена зірочки приводу накатного валика; 4 – товарний валик для намотки рулону; 5 – накатний валик; 6 – напрямна

При узагальненому $P_g = 56$ маємо $B = 0,89$ мм. При діаметрі голкового циліндру

$D_{\text{ц}} = 0,5$ м та коловій швидкості його обертання $V_{\text{ц}} = 0,7$ м/с за формулою $n_{\text{ц}} = \frac{60V_{\text{ц}}}{\pi D_{\text{ц}}}$

обчислюємо частоту обертання голкового циліндру машини $n_{\text{ц}} = 26,8$ об/хв.

За формулою (2) визначаємо швидкість в'язання полотна $V_g = 0,0239$ м/с, а за (1) – швидкість його відтяжки $V_{\text{відм}} = 0,029$ м/с. Тоді частота обертання відтяжного валика з

діаметром $d_{\text{відм}} = 0,09$ м за формулою $n_{\text{відм}} = \frac{60V_{\text{відм}}}{\pi d_{\text{відм}}}$ становить $n_{\text{відм}} = 6,16$ об/хв.

Вихідними даними при розрахунку ланцюгової передачі для вибраної круглов'язальної машини [10] є потужність двигуна приводу ($N_{\text{дв}} = 1,7$ кВт), передаточне відношення ланцюгової передачі (з конструктивних міркувань приймаємо $u_{\text{лн}} = 1$) та частота обертання відтяжного валика (встановлено вище $n_{\text{відм}} = 6,16$ об/хв.).

Визначаємо потужність N_1 та обертальний момент T_1 на валу ведучої зірочки:

$$N_1 = N_{\text{дв}} \cdot \eta_{\Sigma}, \quad (3)$$

де $\eta_{\Sigma} = \prod_{i=1}^n \eta_i$ – сумарний коефіцієнт корисної дії механізмів машини, які передують механізму відтягування полотна (вибираємо ККД передач машини МС-5: для пасової $\eta_{mn} = 0,8$ та зубчастої $\eta_{zm} = 0,98$);

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1}, \quad (4)$$

де ω_1 – кутова швидкість відтяжного валика (враховуючи, що $u=1$, маємо $n_1 = n_{відм} = 6,16$ об/хв. і відповідно $\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = 0,65$ рад/с.).

При обрахунках за (3) та (4) отримуємо $N_1 = 1,33$ кВт, $T_1 = 2,05$ кН·м.

Необхідний орієнтовний крок ланцюга визначаємо за формулою [9]:

$$t = 2,83 \sqrt{\frac{T_1 \cdot 10^3 \cdot K_{ек}}{\nu \cdot z_1 \cdot [p]}}, \quad (5)$$

де $[p]$ – допустимий тиск в шарнірах ланцюга (за [9] приймаємо $[p] = 22,5$ МПа);

z_1 – кількість зубців зірочки (приймаємо $z_1 = 29 - 2u = 27$);

ν – кількість рядів ланцюга (приймаємо $\nu = 1$);

$K_{ек}$ – коефіцієнт експлуатації, який обчислюють за рядом коефіцієнтів виду:

$$K_{ек} = K_{\delta} K_a K_H K_{zm} K_n K_p, \quad (6)$$

де K_{δ} – коефіцієнт динамічності передачі навантаження (для передачі з помірними поштовхами $K_{\delta} = 1,25$); $K_a = 1,0$ – коефіцієнт, що враховує міжосьову відстань при $A = (30..50) \cdot t$; K_H – коефіцієнт, що враховує нахил ланцюга передачі до горизонту (при нахилі до 60° $K_H = 1,0$); $K_{zm} = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує якість змащення передачі та умови її роботи; K_n – коефіцієнт, що враховує кількість робочих змін ($K_n = 1,25$ при роботі в дві зміни); K_p – коефіцієнт, що враховує спосіб регулювання натягу ланцюга (при відсутності регулювання $K_p = 1,25$).

Після підстановки в (6) та (5) відповідно маємо $K_{ек} = 2,54 < 3,0$ та $t = 12,2$ мм. За [9] вибираємо однорядний роликовий ланцюг ПР-15,875-23000-1 з кроком $t = 15,875$ мм, проекцією опорної поверхні шарніру $A = 51$ мм², руйнівним навантаженням $F = 23,0$ кН, масою одного метру ланцюга $q = 0,8$ кг/м.

Швидкість ланцюга V в мм та колову силу в ведучій вітці передачі F_t визначаємо за формулами:

$$V = z_1 P_u n_{\text{відм}} / 60 \cdot 10^3 ; \quad (7)$$

$$F_t = \frac{N_1}{V} . \quad (8)$$

Після послідовної підстановки даних в (7) та (8) отримаємо $F_t = 302,3$ Н.

Виконуємо перевірку за середнім тиском $p = \frac{F_t \cdot K_{ек}}{A} = 15,1$ МПа в шарнірах ланцюга. Оскільки значення середнього тиску не перевищує допустиме $[p] = 22,5$ МПа, умову зносостійкості ланцюга вважаємо задовільною.

Обчислюємо коефіцієнт запасу міцності ланцюга за формулою [9]:

$$n = \frac{10^3 F}{(K_d F_t + F_u + F_f)} , \quad (9)$$

де $F_u = qV^2$ – навантаження від дії доцентрової сили;

$F_f = 9,81 k_f q a$ – попередній натяг ланцюга від провисання веденої вітки передачі;

k_f – коефіцієнт провисання (для передач, які нахилені до 40° до горизонту $k_f = 3$).

Пересвідчуємося у виконанні умови міцності $n = 17,6 \geq [n] = 7,2$, де $[n]$ – мінімальний коефіцієнт запасу міцності ланцюга (вибираємо за [9]).

Визначаємо основні конструктивні та силові параметри ланцюгової передачі:

- орієнтовну міжосьову відстань $a' = 40t = 40 \cdot 15,875 = 635$ мм;
- кількість ланок ланцюга

$$w' = \frac{2a'}{t} + \frac{z_\Sigma}{2} + \frac{t(z_2 - z_1)^2}{a'(2\pi)^2} = 107,5. \quad (10)$$

Приймаємо як парне число $w = 108$, де $z_\Sigma = 2z_1$ – сумарне число зубців передачі при $u = 1$;

- розрахункова міжосьова відстань

$$a = \frac{t}{4} \left[w - 0,5z_\Sigma + \sqrt{(w - 0,5z_\Sigma)^2 - 8 \left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi} \right)^2} \right] = 643 \text{ мм}; \quad (11)$$

- ділильний діаметр ведучої та веденої зірочок

$$d_{1,2} = \frac{t}{\sin(180^\circ / z_1)} = 136,74 \text{ мм}; \quad (12)$$

- діаметр кола виступів зірочок

$$d_{a1,2} = t \left(0,7 + K_z - \frac{0,31}{\lambda} \right) = 145,43 \text{ мм}; \quad (13)$$

де $K_z = \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} = -$ коефіцієнт висоти зуба;

$\lambda = \frac{t}{d_1}$ – геометрична характеристика зачеплення ($d_1 = 5,08$ мм – діаметр ролика

шарніру ланцюга);

– діаметр впадин зірочок

$$d_{f1,2} = d_{1,2} - (d_1 + 0,175\sqrt{d_{1,2}}) = 129,61 \text{ мм.} \quad (14)$$

Виконуємо перевірку пластин ланцюга на втомленість за еквівалентним навантаженням $F_{екв} = \kappa_{екв} F_t = 196,5$ Н, де $\kappa_{екв} = 0,65$ – коефіцієнт інтенсивності середньо нормального режиму навантаження. Допустимий тиск у шарнірах ланцюга, що гарантує міцність пластин за критерієм втомленості становить

$$[p]_{ем} = 270 \frac{\kappa_z' \kappa_h}{\kappa_\delta \kappa_p} = 28,6 \text{ МПа,} \quad (15)$$

де $\kappa_z' = \sqrt[3]{z_1} = 1,32$; $\kappa_h = \sqrt[4]{\frac{h}{15000}} = 1$; $\kappa_p = 2\sqrt[4]{\frac{t}{25,5}} = 1,02$; $\kappa_\delta = 10\sqrt[9]{\omega_1} = 12,2$ – коефіцієнти,

що враховують вплив на втомленісну міцність пластин відповідно числа зубців зірочки, терміну служби ($h = 1,5 \cdot 10^4$ год. – строк служби ланцюгової передачі), кроку ланцюга та кутової швидкості ведучої зірочки.

Розрахунковий тиск у шарнірах за умовою втомленісної міцності пластин [11]:

$$p_{ем} = \frac{F_{екв} \kappa_\delta}{A \kappa_m} = 12,5 \text{ МПа,} \quad (16)$$

де $\kappa_m = 1$ – коефіцієнт, що враховує кількість рядів ланцюга.

Отже, втомленісна міцність пластин ланцюга забезпечена, оскільки

$$p_{ем} = 12,5 \text{ МПа} < [p]_{ем} = 28,6 \text{ МПа.}$$

У випадках наближених значень допустимого $[p]_{ем}$ та розрахункового $p_{ем}$ тиску в шарнірах (наприклад, при виборі ланцюга з меншим кроком t для зменшення його маси та покращення динамічних властивостей передачі) доцільно виконувати перевірений розрахунок ймовірності неруйнування приводного роликового ланцюга за критерієм втомленісної міцності пластин [11]. Для цього попередньо визначають середній ресурс ланцюга:

$$T_{p.сер} = \frac{wt N_{екв}}{3,6 \cdot 10^6 V}, \quad (17)$$

де $N_{екв}$ – еквівалентне число циклів навантаження, яке визначають за номограмою

$N_{екв} = f(\kappa_{рн})$ в залежності від коефіцієнта $\kappa_{рн}$ [11]:

$$\kappa_{рн} = \frac{F_t n_{ем} \kappa_{цд}}{F}, \quad (18)$$

де $n_{ем} = 1,5$ – умовний запас міцності за критерієм втомленості;

$\kappa_{цд} = 7$ – коефіцієнт, що враховує зниження міцності ланцюга внаслідок циклічної дії навантаження.

Розраховують коефіцієнт

$$\kappa_{\gamma_j} = \frac{T_{p.сер}}{T_{p.\gamma_j}}, \quad (19)$$

де $T_{p.\gamma_j}$ – гама-відсотковий ресурс, який встановлюють на стадії технічного проекту привода з ланцюговою передачею. За номограмою ймовірності неруйнування $\gamma_j = f(\kappa_{\gamma_j})$ обчислюють γ_j та перевіряють виконання умови

$$\gamma_j = 100P(T_{p.\gamma_j}) \geq [\gamma_j],$$

де $[\gamma_j]$ – гарантована ймовірність неруйнування, яку встановлюють на стадії технічного проекту.

Висновки

Використання розрахунків розширюють можливості конструктора, а саме: дозволяють при проектуванні аналізувати та приймати обґрунтовані рішення, передусім за умовами міцності та надійності, оцінити заходи при виборі приводних роликів ланцюгів стосовно механізму накатування полотна круглов'язальних машин. Запропонований підхід суттєво скорочує терміни впровадження конструкторських рішень при проектуванні механізмів накатування полотна та виборі їх раціональних параметрів з достатньою для проектування точністю. В роботі представлений приклад удосконалення механізму накатування полотна круглов'язальних машин з ланцюговим приводом.

Список використаних джерел

1. Піпа Б. Ф. Механізми відтяжки та накатування полотна круглов'язальних машин (нові розробки та елементи розрахунків) / Б. Ф. Піпа, О. М. Хомяк, О. Ю. Олійник. – К. : КНУТД, 2009. – 234 с.
2. Дьякова А. Ю. Классификация товароотводов кругловязальных машин / А. Ю. Дьякова, Ф. А. Моисеенко // Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1987. – № 4. – С. 100-105.
3. Олійник О. Ю. Класифікація механізмів відтяжки та накатування полотна круглов'язальних машин / О. Ю. Олійник, В. Г. Здоренко, Б. Ф. Піпа // Вісник КНУТД. – 2009. – № 1 (45). – С. 26-31.
4. Піпа Б. Ф. К вопросу стабилизации усилия накатки трикотажного полотна на кругловязальной машине / Б. Ф. Піпа, А. И. Тарасенко // Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1992. – № 1. – С. 80-83.
5. Труевцев В. А. Стабилизация натяжения круглотрикотажного полотна при товароотводе / В. А. Труевцев, Е. В. Илясова, С. С. Проценко, Г. Б. Расулева // Текстильная промышленность. – 1994. – № 7. – С. 39-40.
6. Піпа Б. Ф. Вибір робочих параметрів приводу механізму відтяжки полотна круглов'язальних машин типу КО / Б. Ф. Піпа, О. Ю. Куніна // Вісник КНУТД. – 2005. – № 4 (24). – С. 7-10.

References

1. Pipa, B.F., Khomiak, O.M., & Oliinyk, O.Iu. (2009). *Mekhanizmy vidtiazhky ta nakatuvannia polotna kruhlov'iazalnykh mashyn (novi rozrobky ta elementy rozrakhunkiv)* [Mechanisms of drawing and knurling of canvases of circular knitting machines (new developments and elements of calculations)]. Kyiv: Kiev National University of Technologies & Design Publ. [in Ukraine].
2. Diakova, A. Iu., & Moysenko, F.A. (1987). *Klasyfikatsiia tovarootvodov kruhloviazalnykh mashyn* [Classification of the outlets of circular knitting machines]. *Izvestija vuzov. Tehnologija legkoj promyshlennosti – News of institutions of higher learning. Technology of light industry*, 4, 100-105 [in Russian].
3. Oliinyk, O.Iu., Zdorenko, V.H., & Pipa, B.F. (2009). *Klasyfikatsiia mekhanizmiv vidtiazhky ta nakatuvannia polotna kruhlov'iazalnykh mashyn* [Classification of mechanisms of drawing and rolling of canvases of circular knitting machines]. *Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnologii ta dizainu - Bulletin of Kiev National University of Technologies & Design*, 1 (45), 26-31 [in Ukraine].
4. Pipa, B.F., & Tarasenko, A.Y. (1992). *K voprosu stabylyzatsyy usylyia nakatky trykotazhnoho polotna na kruhloviazalnoi mashyne* [On the issue of stabilizing the knitting force of a knitted fabric on a circular knitting machine]. *Izvestija vuzov. Tehnologija legkoj promyshlennosti – News of institutions of higher learning. Technology of light industry*, 1, 80-83. [in Russian].
5. Truevtsev, V.A., Yliasova, E.V., Protsenko, S.S., & Rasuleva, H.B. (1994). *Stabylyzatsiia natiazhenyia kruhlotrykotazhnoho polotna pry tovarootvode* [Stabilization of the tension of the circular knitting fabric with the release of goods]. *Tekstil'naja promyshlennost' – textile industry*, 7, 39-40. [in Russian].
6. Pipa, B.F., & Kunina, O.Iu. (2005). *Vybir robochykh parametriv pryvodu mekhanizmu vidtiazhky polotna kruhlov'iazalnykh mashyn typu KO* [The choice of working parameters of the mechanism of drawing of a canvas circular knitting machines of type KO]. *Visnyk Kyivskoho*

7. Здоренко В. Г. Вибір параметрів привода механізму накатування полотна круглов'язальної машини / В. Г. Здоренко, Н. М. Защепкіна // Вісник КНУТД. – 2015. – №3(86). – С. 74-80.
8. Куніна О. Ю. Вибір параметрів ланцюгового приводу механізму накатки полотна круглов'язальної машини / О. Ю. Куніна, Б. Ф. Піпа // Вісник ХНУ. – 2006. – №3 (Т2). – С. 40 – 43.
9. Курмаз Л. В. Детали машин. Проектирование / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – М. : Высшая школа, 2004. – 309 с.
10. Коган Л.П. Однофонтурные кругловязальные машины / Л.П. Коган, Ю.В. Кесслер. – М. : Легкая индустрия, 1968. – 108 с.
11. Канарчук В. Є. Надійність машин / В. Є. Канарчук, С. К. Полянський, М. М. Дмитрієв. – К. : Либідь, 2003. – 424 с.
- natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu – Bulletin of Kiev National University of Technologies & Design, 4 (24), 7-10. [in Ukraine].*
7. Zdorenko, V.H., & Zashchepkina, N.M. (2015). Vybir parametriv pryvoda mekhanizmu nakatuvannia polotna kruhlov'iazalnoi mashyny [Setting the drive mechanism knurled leaf round knitting machines]. *Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu – Bulletin of Kiev National University of Technologies & Design, 3(86), 74-80. [in Ukraine].*
8. Kunina, O.Iu., & Pipa, B.F. (2006). Vybir parametriv lantsiuhovoho pryvodu mekhanizmu nakatky polotna kruhlov'iazalnoi mashyny [Choice of parameters of the chain drive mechanism of the rolling of of a canvas circular knitting machines]. *Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho Universytetu – Bulletin of Khmelnytsky National University, 3, 40 – 43. [in Ukraine].*
9. Kurmaz, L.V., & Skoibeda, A.T. (2004). *Detaly mashyn. Proektyrovanye* [Machine parts. Design]. Moscow: Visshaya shkola [in Russian].
10. Kohan, L.P., & Kessler, Iu.V. (1968). *Odnofonturnye kruhloviiazalnye mashyny* [Single-ring circular knitting machines]. Moscow: Lehkaia yndustryia. [in Russian].
11. Kanarchuk, V.Ie., Polianskyi, S.K. & Dmytriiev, M.M. (2003). *Nadiinist mashyn* [Reliability of machines]. Kiev: [in Ukraine].

К расчету параметров цепной передачи механизма накатки полотна кругловязальной машины

Березин Л. Н., Малик П. А.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Разработка основных положений расчета цепного привода механизма накатки полотна кругловязальной машины с учетом особенностей процесса накатки полотна в рулон и по условиям износостойкости шарниров цепи и усталостной прочности пластин цепи в детерминированной и вероятностной постановке.

Методика. Используются методы теории проектирования механических передач, в частности вязальных машин, классические методы расчетов сопротивления материалов и теории надежности

Результаты. Представлена конструкция механизма накатки полотна с цепным приводом. Рассчитаны основные конструктивные, кинематические и силовые параметры цепной передачи с учетом особенностей кругловязальных машин.

Предложен методологический подход к расчету цепи на усталостную прочность в детерминированной и вероятностной постановке.

Научная новизна заключается в дальнейшем развитии теории проектирования и инженерных расчетов прикладных задач по обеспечению условий прочности и надежности деталей механизмов вязальных машин.

Практическая значимость. Представлены практические рекомендации по усовершенствованию механизма накатки полотна с цепным приводом кругловязальных машин. Предложенный подход сокращает термины внедрения конструкторских решений при проектировании механизма накатки полотна.

Ключевые слова: проектирование, расчет, механизм накатки полотна, цепная передача, прочность, надежность

To calculation of parameters of chain transmission of the knurling mechanism of the cloth for the circular knitting machine

Berezin L. N., Malyk P. A.

Kiev National University of Technologies & Design

Purpose. Development of the basic provisions for the calculation of the chain drive of the knurling mechanism for the circular knitting machine, taking into account the peculiarities of the knurling of the cloth into roll and the conditions of wear resistance of the chain hinges and the fatigue strength of chain plates in a deterministic and probabilistic staging.

Methodology. Is used of methods of design theory for knitting machines, including mechanisms for knurling of the cloth, classical methods of calculating the resistance of materials and the theory of reliability

Findings. The design of the knurling mechanism of the cloth with a chain drive is presented. The main design, kinematic and power parameters of the chain transmission are calculated taking into account the features of circular knitting machines. Is proposed a methodological approach to calculating fatigue strength for the chain in deterministic and probabilistic staging.

Originality. Further development of the theory of design and engineering calculations of applied problems to ensure the strength and reliability conditions of the details of the mechanisms of knitting machines.

Practical value. Are presented the practical recommendations that contribute for improve the knurling mechanism of the cloth with a chain drive for circular knitting machines. The proposed approach reduces the timing of the implementation of design solutions in the design of a knurling mechanism of the cloth

Keywords: design, calculation, knurling mechanism of the cloth, chain drive, strength, reliability