

ПІДВИЩЕННЯ СТАБІЛЬНОСТІ ВІДТЯЖКИ ПОЛОТНА НА КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНІЙ МАШИНІ

Розглянуто особливості проектування механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин з метою підвищення стабільності швидкості та сили його відтяжки. Розв'язання поставленої задачі досягнуто шляхом заміни привода механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини, де в якості робочих елементів використані храпові та кулачкові механізми, які не здатні забезпечити стабільність передаточного числа кінематичного зв'язку привода з відтяжними валиками, приводом, що забезпечує стабільність передаточного числа. Запропонована нова конструкція механізму з приводом, що забезпечує стабільність передаточного числа кінематичного зв'язку привода з відтяжними валиками. Наведено принцип роботи механізму. Розраховано оптимальне зусилля для використання даного механізму та оптимальне передаточне число для використання механізму відтяжки у виробництві. Розраховано конструктивні параметри черв'ячної передачі. Доведено, що при використанні даного механізму існує можливість вибору оптимальної величини сили відтяжки полотна залежно від виду заправки круглов'язальної машини та швидкості в'язання полотна. Запропонована конструкція механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини дозволяє розширити його технічні можливості та ефективність роботи.

Ключові слова: круглов'язальна машина, механізм відтяжки полотна, привід механізму відтяжки полотна.

N.N. ZASHCHEPKINA, B.F. PIPA

Kyiv National University of Technologies and Design, Kyiv, Ukraine

INCREASE OF STABILITY OF CLOTH STAY ON ROUND KNITTING MACHINE

Features of designing of mechanisms of a delay of a cloth on round knitting machine for the purpose of increase of stability of speed and force of a delay of a cloth are considered. The task in view decision is reached by replacement of a drive of the mechanism of a delay of a cloth round knitting machine, where as working elements are used ratchet and cam mechanisms, which not in a condition to provide stability of transfer number of cinematic communication of a drive with guy platens and a drive which provides stability of transfer number. The new design of the mechanism with a drive, which provides stability of transfer number of cinematic communication of a drive with guy, is offered. The principle of work of the mechanism is resulted. The optimum effort for use of the given mechanism of a delay in manufacture is calculated. It is calculated worm gear design data. It is proved that at use of the given mechanism, there is a possibility of a choice of optimum size of force of a delay of a cloth depending on a refuelling kind on round knitting machine and speeds of knitting of a cloth. Offered construction cloth delays allows to expand its technical possibilities and an overall performance.

Keywords: round knitting machine, the mechanism of a delay of a cloth, a drive of the mechanism of a delay of a cloth.

Вступ

Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин є удосконалення їх механізмів, зокрема механізму відтяжки полотна [1–3]. При цьому особлива увага приділяється підвищенню стабільності сили відтяжки полотна протягом всього процесу в'язання та підвищенню надійності і довговічності роботи механізму.

Об'єктом досліджень обрано механізм відтяжки полотна круглов'язальної машини. При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин, теорії пружності та деталей машин. Стаття присвячена аналізу існуючих конструкцій механізмів, впливу їх на ефективність роботи та розробці нової конструкції механізму відтяжки полотна.

Результати та їх обговорення

Аналіз механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин [3] показує, що з метою підвищення ефективності їх роботи доцільно оснастити механізм відтяжки полотна системою забезпечення стабільності сили відтяжки полотна на протязі всього процесу в'язання та контролю його якості. Це необхідна умова підвищення якості полотна [1]. В основу досліджень авторів поставлена задача створити таку конструкцію механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини, в якій шляхом введення нових елементів та їх зв'язків забезпечило би підвищення стабільності процесу відтяжки полотна, здатне підвищити якість полотна та довговічність роботи механізму.

Вирішення поставленої задачі досягнуто шляхом заміни привода механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини, де в якості робочих елементів використані храпові та кулачкові механізми, які не здатні забезпечити стабільність передаточного числа кінематичного зв'язку привода з відтяжними валиками [1], приводом, що забезпечує стабільність передаточного числа. Постійність передаточного числа кінематичного зв'язку привода з відтяжними валиками досягнуто використанням зубчастої та черв'ячної передач, що забезпечує стабілізацію процесу відтяжки полотна за рахунок стабільності зусилля відтяжки полотна, і призводить до підвищення якості полотна та надійності і довговічності роботи механізму відтяжки полотна за рахунок зниження динамічних навантажень привода.

На рис. 1 представлена кінематична схема запропонованого авторами механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини (пристрій роз'єднання кінематичного зв'язку ведучого та ведених відтяжних валиків, що необхідно для заправки полотна між валиками, не показано).

Принцип роботи механізму відтяжки полотна такий. При вмиканні круглов'язальної машини рама 7 з відтяжними валиками 1, 2, 3 починає обертатися. При цьому шестерня 8, що знаходиться в зачепленні з нерухомо закріпленим зубчастим колесом 10, починає обертатися. Жорстко з'єднаний із шестернею 8 черв'як 11 також починає обертатися. Обертальний рух черв'яка 11 передається черв'ячному колесу 9 та ведучому відтяжному валику 1, який з ним жорстко з'єднаний. Ведучий відтяжний валик 1 за допомогою зубчастого зачеплення циліндричних шестерень 4 – 5 та 4 – 6 приводить в обертальний рух ведені відтяжні валики 2, 3. Обертальний рух відтяжних валиків 1, 2, 3 зумовлює відтяжку полотна 12, заправленого між ними. Аналіз [1, 4] показує, що зусилля відтяжки полотна, зумовлене його пружними властивостями, забезпечується необхідним передаточним числом привода механізму відтяжки полотна u , яке знаходиться із умови [4]:

$$u = \frac{n_y}{n_e} = \frac{p d}{(1+e)qB}, \quad (1)$$

де n_y , n_e – частота обертання голкового циліндра та відтяжних валиків відповідно; d – діаметр відтяжних валиків; e – відносна деформація розтягу полотна; q – кількість в'язальних систем машини; B – висота петельного ряду полотна.

Зміна зусилля відтяжки полотна при використанні запропоновано механізму (рис. 1) може бути досягнута зміною, наприклад, передаточного числа черв'ячної передачі привода. Проаналізуємо, як впливає передаточне число черв'ячної передачі, зокрема, число зубів черв'ячного колеса, на зусилля відтяжки полотна. Враховуючи [4], можемо одержати:

$$F_i = ES \left(\frac{v_e}{v_n} - 1 \right), \quad (2)$$

де F_i – сила відтяжки петлі полотна; E – модуль пружності полотна; S – площа перерізу ниток петлі; v_e , v_n – лінійна швидкість відтяжних валиків та швидкість в'язання полотна відповідно.

Враховуючи, що $v_e = \frac{p d n_e}{60}$ та результати досліджень [4], знаходимо:

$$\frac{v_e}{v_n} = \frac{p d}{q B u}. \quad (3)$$

Після підстановки (3) в (2) маємо:

$$F_i = ES \left(\frac{p d}{q B u} - 1 \right). \quad (4)$$

Одержана залежність показує вплив передаточного числа привода на зусилля відтяжки полотна (силу відтяжки петлі). Для запропонованого механізму відтяжки полотна (рис. 1):

$$u = u_1 u_2 = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_4}{Z_3}, \quad (5)$$

де u_1 , u_2 – передаточне число зубчастой та черв'ячної передач відповідно; Z_1 , Z_2 – число зубів шестерні та зубчастого колеса відповідно; Z_3 – число заходів черв'яка; Z_4 – число зубів черв'ячного колеса.

Враховуючи конструктивні особливості круглов'язальних машин (розміри зубчастого колеса повинні дозволяти вільний прохід здвоєного полотна), приймаємо $u_1 = 10$. Тоді, прийнявши $Z_3 = 1$, вираз (4) набуває вигляду:

$$F_i = ES \left(\frac{10 p d}{q B Z_4} - 1 \right). \quad (6)$$

Вираз (6) являє собою залежність впливу числа зубів черв'ячного колеса (передаточного числа черв'ячної передачі) на зусилля відтяжки полотна в розрахунку на одну петлю.

Проаналізуємо вплив передаточного числа привода (числа зубів черв'ячного колеса) механізму відтяжки полотна на зусилля відтяжки полотна круглов'язальної машини КО-2, для якої діаметр голкового циліндра $D = 450$ мм; кількість в'язальних систем $q = 50$; висота петельного ряду полотна $B = 1$ мм; тип полотна – кулірне покривне; заправка машини [5]: ґрунтова нитка – бавовна 18,5x1 текс, покривна нитка – віскоза 22,2 текс. Для такого полотна $E = 1,524$ МПа [2], $S = 0,1045$ мм² [4]. Для круглов'язальних машин типу КО $d = 51$ мм [5] $F_i = 7 \cdot 10^{-2} H$, $e = 0,439$ [1, 4]. Тоді передаточне число привода механізму відтяжки

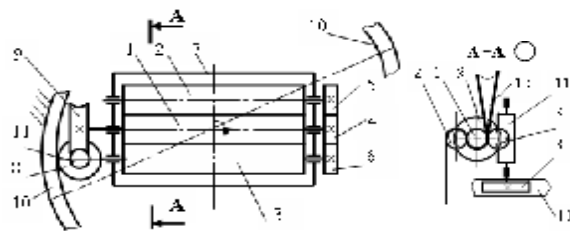


Рис. 1. Кінематична схема механізму відтяжки полотна: 1–3 – відтяжні валики; 4–6 – циліндричні шестерні; 7 – рама; 8 – шестерня; 9 – черв'ячне колесо; 10 – зубчасте колесо; 11 – черв'як; 12 – трикотажне полотно

полотна буде дорівнювати: $u = \frac{51p}{(1+0,439) \cdot 50 \cdot 1} = 2,227$. Із конструктивних міркувань приймаємо: $Z_1 = 50$; $Z_2 = 500$; $Z_3 = 1$. Приймавши з умов міцності зубчастої передачі $m = 2$ мм (m – модуль зубчастого зачеплення), діаметри ділільних кіл шестерні d_1 та зубчастого колеса d_2 будуть дорівнювати:

$$d_1 = m Z_1 = 2 \cdot 50 = 100 \text{ мм}; d_2 = m Z_2 = 2 \cdot 500 = 1000 \text{ мм}, \text{ що відповідає вимогам}$$

особливостей круглов'язальних машин типу КО [5]. Підставивши одержані результати в (5), маємо:

$$Z_4 = \frac{u Z_2 Z_3}{Z_1} = \frac{2,227 \cdot 500 \cdot 1}{50} = 22,27. \text{ Приймаємо } Z_4 = 22.$$

Вираз (6) для випадку круглов'язальної машини КО-2 набуває вигляду:

$$F_i = 1,524 \cdot 0,1045 \left(\frac{10 \cdot 51p}{50 \cdot 1 \cdot Z_4} - 1 \right) = \left(\frac{5,1}{Z_4} - 0,159 \right) 10^2 \text{ сН.} \quad (7)$$

Приймавши із конструктивних міркувань допустимий діапазон зміни числа зубів черв'ячного колеса привода механізму відтяжки полотна $Z_4 = 14 \dots 28$, одержуємо, використовуючи залежність (7), графік функції $F_i = f(Z_4)$, представлений на рис. 2.

Таким чином, для машин типу КО, в яких зусилля відтяжки $F_i = 7 \dots 15$ сН, доцільно використовувати запропоновану конструкцію механізму відтяжки полотна, обираючи наступні параметри черв'ячної передачі: $Z_3 = 1$; $Z_4 = 17 \dots 22$ (рис. 2).

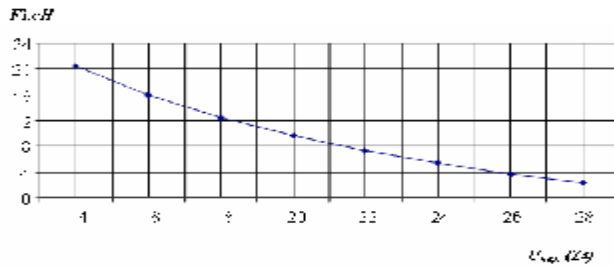


Рис. 2. Графік залежності зусилля відтяжки полотна (в розрахунку на одну петлю) від передаточного числа (числа зубів черв'ячного колеса) привода механізму відтяжки полотна

Висновки

1. Відмова від кулачкових та храпових механізмів та їх заміна новими елементами (зубчастою та черв'ячною передачами) в приводі механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини дозволяє підвищити надійність та довговічність роботи механізму й круглов'язальної машини в цілому за рахунок підвищення стабільності процесу відтяжки полотна та зниження динамічних навантажень, що сприяє підвищенню якості полотна та продуктивності круглов'язальних машин.
2. При використанні даного механізму існує можливість вибору оптимальної величини сили відтяжки полотна залежно від виду заправки круглов'язальної машини та швидкості в'язання полотна.
3. Запропонована конструкція механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини дозволяє розширити його технічні можливості та ефективність роботи.

Література

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин / Гарбарук В.Н. – Л. : Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Хомяк О.Н. Повышение эффективности работы вязальных машин / О.Н. Хомяк, Б.Ф. Пипа. – М. : Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
3. Пипа Б.Ф. Механізми відтяжки та накатування полотна круглов'язальних машин / Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Олійник О.Ю. – К. : КНУТД, 2009. – 234 с.
4. Пипа Б.Ф. Вибір робочих параметрів механізму відтяжки полотна круглов'язальних машин / Б.Ф. Пипа, О.Ю. Куніна // Вісник КНУТД. – 2004. – № 5. – С. 37–41.
5. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.

References

1. Garbaruk V. N. Designing of knitted cars. L: Mechanical engineering, 1980. 472 p.
2. Homeak O.N., Pipa B.F. Increase of an overall performance of knitting cars. M.: Legprombitizdat, 1990. 208 p.
3. Pipa B.F., Homeak O.N., Olijnik O.U. Mechanisms of a delay of a cloth on round knitting machine. K : KNUTD, 2009. – 234 p.
4. Pipa B.F Kunina O.U. Choice labour operation factors the mechanism with a drive providing stability of 5. cloths round knitting machine // KNUTD. 2004. № 5. 37 – 41 p.
6. Cars k round knitting type KO-2. The Description and the maintenance instruction. Chernovtsy. 1992. – 86 p.

Рецензія/Peer review : 11.3.2013 р.

Надрукована/Printed :21.4.2013 р.