УДК 677.055

# ВИБІР ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМУ ВІДТЯЖКИ ПОЛОТНА КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН З ПРУЖНИМИ ВАЖЕЛЯМИ

О.Ю.КУНІНА, В.Г.ЗДОРЕНКО, Б.Ф.ПІПА

Київський національний університет технологій та дизайну

*Запропоновано методику вибору робочих параметрів приводу механізму відтяжки полотна круглов'язальних машин з пружними важелями та наведено приклад їх вибору*

Одним із основних механізмів круглов'язальних машин, що впливають на якість трикотажного полотна, є механізм відтяжки полотна. При цьому найбільш ефективним для круглов'язальних машин типу КО є тривалковий механізм відтяжки полотна з приводом, що містить нерухоме кільце з гірками та два розташовані діаметрально протилежно храпові механізми або муфти обгону з важелями [1]. Аналіз показує, що використання в складі механізму відтяжки полотна жорстких важелів не виключає можливості навантаження полотна зусиллям відтяжки, що перевищує допустимі норми, а інколи призводить і до зриву полотна з голок механізму в'язання [2].

***Об'єкт та методи дослідження***

Об'єктом досліджень взято механізм відтяжки полотна круглов'язальних машин типу КО з пружними важелями та інженерну методику вибору його параметрів. При вирішенні завдань, поставлених у цій роботі, використовували сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії пружності та опору матеріалів.

***Постановка завдання***

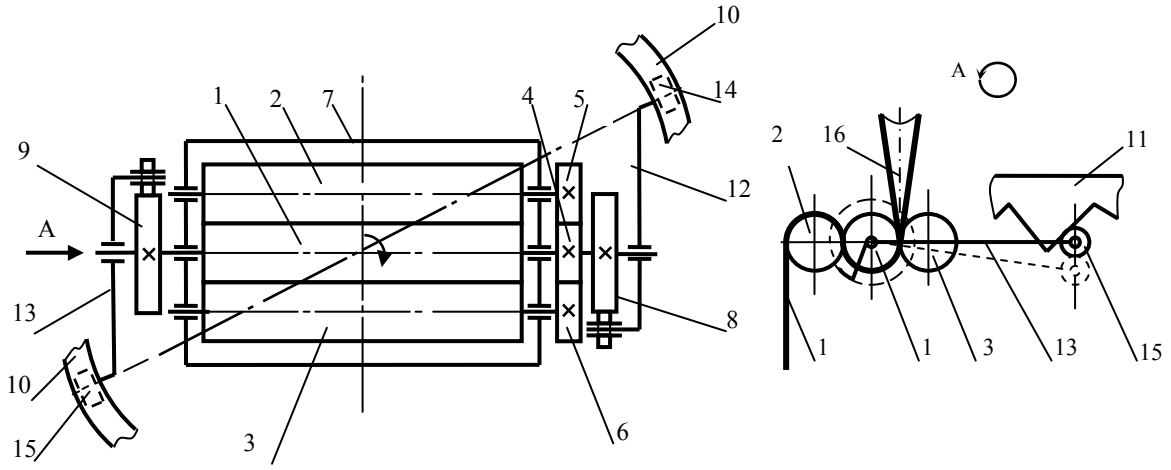
Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин шляхом вдосконалення механізмів відтяжки полотна, статтю присвятили розробці нової конструкції механізму – механізму відтяжки полотна круглов'язальних машин з пружними важелями та методики вибору його робочих параметрів.

***Результати та їх обговорення***

Запропонований авторами механізм відтяжки полотна круглов'язальних машин типу КО [3] містить (рисунок) ведучий *1* та два ведені *2*,*3* відтяжні валики, які за допомогою зубчастої передачі, що містить циліндричні шестерні *4*, *5*, *6*, кінематично зв'язані між собою. Ведучий *1* та ведені *2*, *3* відтяжні валики розміщені в нерухомій рамі *7*. При цьому осі відтяжних валиків *1*, *2*, *3* розташовані паралельно в одній площині. Механізм відтяжки полотна має також привід відтяжних валиків, храпові механізми *8*, *9*, кільце *10* з гірками *11* та два розташовані діаметрально протилежно пружні важелі *12*, *13*, один кінець кожного з яких з'єднаний з відповідним храповим механізмом, а другий має ролик *14* (*15*), який перебуває у взаємодії з гірками *11* кільця *10*.

Принцип роботи механізму відтяжки полотна такий. При вмиканні круглов'язальної машини рама *7* з відтяжними валиками *1*, *2*, *3* починає обертатися. При цьому ролики *14*, *15* пружних важелів *12*, *13* набігають позмінно на гірки *11* нерухомого кільця *10* і змушують важелі здійснювати коливальний рух, який за допомогою храпових механізмів *8*, *9* приводить в обертальний рух ведучий відтяжний валик 1. Цей валик 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*

та *3* зумовлює відтяжку полотна *16*, заправленого між ними. Жорсткість пружних важелів *12*, *13* обмежує величину крутного моменту, що передається ними відтяжним валикам, і тим самим величину зусилля відтяжки полотна. Обмеження забезпечується прогином пружних важелів у разі, якби крутний момент відтяжних валиків, зумовлений збільшенням зусилля відтяжки полотна, збільшився.




**Кінематична схема механізму відтяжки полотна**

Вибір жорсткості пружних важелів *C* зумовлений припущенням, що момент сил пружності важеля при максимальному його прогині (припускаючи, що храповий механізм нерухомий), зумовленому висотою гірки, повинен дорівнювати максимальному крутному моменту ведучого відтяжного валика:

$$T = T_B, \tag{1}$$

де $T$ – момент сил пружності важеля $T = Fl$;

$F$ – сила пружності важеля;

$l$ – робоча довжина важеля;

$T_B$ – максимальний крутний момент ведучого відтяжного валика, $T_B = \dfrac{F_B d}{2}$;

$F_B$ – сила відтяжки полотна;

$d$ – діаметр відтяжних валиків.

Із умови (1), враховуючи, що $T = Fl$; $T_B = \dfrac{F_B d}{2}$, знаходимо:

$$F = \frac{F_B d}{2l}. \tag{2}$$

Як відомо [4], можливу максимальну деформацію важеля $\delta$ знаходимо з умови

$$\delta = \frac{Fl^3}{3EJ} = h, \tag{3}$$

де $EJ = C$ – жорсткість важеля;

$E$ – модуль пружності матеріалу важеля;

$J$ – момент інерції перерізу важеля;

$h$ – висота гірки.

Використовуючи вирази (2), (3) та сказане вище, остаточно знаходимо необхідну жорсткість кожного пружного важеля: $$C = E\,J = \frac{F_B d\ l^2}{6h}. \quad (4)$$

Прийнявши робочу частину важеля у вигляді плоскої сталевої пружини прямокутного перерізу товщиною $\Delta$ та враховуючи, що для цього випадку $J = b\Delta^3/12$ [4], із (4) знаходимо необхідну ширину перетину важеля $b$: $$b = \frac{2F_B d\,l^2}{Eh\Delta^3}. \quad (5)$$

Обладнання механізму відтяжки полотна пружними важелями, жорсткість яких вибирається із умови (4), дозволяє забезпечити стабілізацію процесу відтяжки полотна за рахунок стабілізації зусилля відтяжки та обмеження його максимальної величини, що забезпечує підвищення якості полотна та довговічності роботи механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини.

Передаточне число між голковим циліндром та відтяжними валиками (передаточне число механізму відтяжки) $n$ знаходимо із умови [2]:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{60V_1\pi^2\,d\,D}{\pi D\,60(1+\varepsilon)qV_1B} = \frac{\pi d}{(1+\varepsilon)qB}, \quad (6)$$

де $n_1$ – частота обертання голкового циліндра, $n_1 = \frac{60V_1}{\pi D}$; (7)

$n_2$ – частота обертання відтяжних валиків, $n_2 = \frac{60V_2}{\pi d} = \frac{60(1+\varepsilon)qV_1B}{\pi^2 d\,D}$; (8)

$V_1$, $V_2$ – лінійна швидкість голкового циліндра та відтяжних валиків відповідно:

$d_H$ – діаметр (товщина) ниток [5], $d_H = \frac{\lambda\sqrt{T}}{31{,}6}$;

$\lambda$ – коефіцієнт, що враховує вид матеріалу нитки [5];

$T$ - лінійна щільність нитки;

$D$ – діаметр голкового циліндра;

$\varepsilon$ – відносна деформація розтягу полотна (петлі), $\varepsilon = \frac{F_i}{E\,S}$; (9)

$F_i$ – сила відтяжки петлі;

$E$ - модуль пружності полотна;

$S$ - площа перерізу ниток петлі;

$q$ – кількість в'язальних систем круглов'язальної машини;

$B$ – висота петельного ряду полотна.

Необхідну кількість гірок кільця знаходимо із умови (повинна бути парним числом, враховуючи наявність двох діаметрально протилежно розташованих важелів):

$$Z = \frac{2\pi}{2u\alpha} = \frac{\pi}{u\alpha}, \quad (10)$$

де $Z$ – кількість гірок;

$\frac{2\pi}{u}$ – кут повороту відтяжних валиків за один оберт голкового циліндра (сумарний кут повороту обох важелів);

$2\alpha$ – кут повороту відтяжних валиків за один цикл повороту важелів (прохід роликів важелів однієї гірки), $\alpha = arc\sin\frac{h}{l}$; (11)

$h$ – висота гірки;

$l$ – робоча довжина важеля.

Використовуючи запропоновану методику, знайдемо необхідні параметри приводу механізму відтяжки полотна щодо круглов'язальної машини КО-2, для якої діаметр голкового циліндра $D = 450$ мм; діаметр відтяжних валиків $d = 51$ мм; кількість голок $i = 1224$; кількість в'язальних систем $q = 50$; висота петельного ряду полотна $B = 1$ мм; тип полотна – кулірне покривне; заправка машини [2]: грунтова нитка – бавовна 18,5х1 текс, покривна нитка – віскоза 22,2 текс.

Згідно з рекомендаціями [1] $F_i = 7 \cdot 10^{-2}$ Н. Тоді $F_B = F_i \cdot i = 7 \cdot 10^{-2} \cdot 1224 = 85{,}68$ Н. Прийнявши із конструктивних міркувань, що $l = 200$ мм; $\Delta = 2$ мм; $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа; $h = 40$ мм, із виразу (5) знаходимо необхідну ширину перетину важеля: $b = 5{,}2$ мм.

Використовуючи вихідні дані та враховуючи, що $\varepsilon = 0{,}439$ [2], із виразу (6) знаходимо необхідне передаточне число приводу механізму відтяжки полотна: $u = 2{,}227$.

Прийнявши $\alpha = 10^0$ (при проектуванні механізмів відтяжки полотна доцільно приймати $\alpha = 8^0 ... 12^0$ [1]), із виразу (10) знаходимо кількість гірок кільця: $Z = 8{,}08$. Приймаємо $Z = 8$, чому відповідає $\alpha = 10{,}103^0$.

***Висновки***

В результаті виконаних досліджень розроблено інженерну методику вибору робочих параметрів приводу механізму відтяжки полотна круглов'язальних машин типу КО з пружними важелями, що може бути використана як для удосконалення діючих, так і при проектуванні нових більш ефективних конструкцій круглов'язальних машин.

ЛІТЕРАТУРА


1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472с.
2. Піпа Б.Ф., Куніна О.Ю. Вибір робочих параметрів приводу механізму відтяжки полотна круглов'язальних машин типу КО //Вісник КНУТД. – 2005. № 4 (24). – С.7–10.
3. Пат. 10989 на корисну модель: Україна. D 04 B 15/88. Механізм відтяжки полотна круглов'язальної машини /Б.Ф.Піпа, Ю.Д.Федоров, О.Ю.Куніна (Україна). № 200503268; Заявл.08.04.2005; Опубл. 15.12.2005, Бюл. № 12. – 2 с.
4. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.
5. Крассий Г.Г. и др. Справочник трикотажника. – К.: Техніка, 1975. – 320 с.


Надійшла 16.01.2009