

Висновки

Аналіз проведених досліджень дає можливість зробити такі висновки:

- запропонований привід круглов'язальної машини з двопоточною черв'ячною передачею потужності механізмам товароприйому та в'язання працездатний та надійний в роботі;
- конструкція привода дозволяє повністю компенсувати як радіальні, так і осьові навантаження механізмів круглов'язальної машини і тим самим підвищити надійність та довговічність її роботи;
- запропоновані конструкція двопоточної черв'ячної передачі потужності механізмам та методика оцінки її працездатності й ефективності можуть бути використані також для інших типів машин.

ЛІТЕРАТУРА

1. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.:– Легпромбытиздат.– 1990. – 208 с.
2. Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Пат. 74723 України. D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /(Україна). – № 20040604349 Заявл. 04.06.2004; Опубл. 16.01.2006.– Бюл. № 1.– 2 с.
3. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: –Машиностроение.– 1980. – 472 с.
4. Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов'язальних машин. – К: КНУТД.– 2005. – 294 с.
5. Чернавский С.А., Снесарев Г.А., Козинцов Б.С. и др. Проектирование механических передач. – М.: –Машиностроение.– 1984. – 560 с.
6. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – 2-е изд. – Л.:– Машиностроение.– 1979. – 351 с.
7. Добровольский В.А. и др. Детали машин. – М.–К.: –Машгиз.– 1962. – 604 с.

Надійшла 04.02.2010

УДК 677.055

**ВПЛИВ ДЕФОРМАЦІЇ ВІДТЯЖНИХ ВАЛИКІВ КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ
МАШИНИ НА РІВНОМІРНІСТЬ РОЗПОДІЛУ СИЛИ ВІДТЯЖКИ ПОЛОТНА**

Б.Ф. ПІПА, О.Ю. ОЛІЙНИК

Київський національний університет технологій та дизайну

Представлено результати досліджень впливу деформації відтяжних валиків круглов'язальної машини на рівномірність розподілу сили відтяжки полотна по його ширині. Наведено приклад розрахунку впливу деформації відтяжних валиків круглов'язальної машини типу КО на рівномірність розподілу сили відтяжки полотна

Одним із механізмів круглов'язальної машини, що впливають на ефективність її роботи, зокрема на якість трикотажного полотна, є механізм відтяжки полотна. Рівномірність розподілу сили відтяжки круглого полотна по його ширині, що зумовлює рівномірність петельної структури (якість) трикотажу, залежить від взаємодії відтяжних валиків з полотном.

В існуючих публікаціях [1–3] та ін. практично відсутня інформація про вплив деформації відтяжних валиків механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини на рівномірність розподілу сили відтяжки полотна по його ширині. Дослідження [4], присвячені цьому питанню, містить, на наш погляд, суперечливі висновки.

Усе це обумовило необхідність проведення досліджень по оцінці впливу поперечної деформації відтяжних валиків механізму відтяжки круглов'язальної машини на рівномірність розподілу сили відтяжки полотна по його ширині.

Об'єкти та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано механізм відтяжки полотна круглов'язальної машини та процес притиску його відтяжних валиків до полотна.

При вирішенні завдань, поставлених у цій роботі, було використано сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теоріях пружності та згину.

Постановка завдання

Враховуючи доцільність удосконалення основ проектування механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин, стаття присвячена аналізу впливу поперечної деформації відтяжних валиків круглов'язальної машини на рівномірність розподілу сили відтяжки полотна по його ширині.

Результати та їх обговорення

Аналізуючи конструкції механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин, приходимо до висновку, що при складанні розрахункової схеми взаємодії відтяжного валика з полотном (рис. 1) слід виходити з наступного.

Відтяжний валик тисне (опирається) на здвоєне трикотажне полотно шириною l . При цьому для створення необхідної сили притиску його до полотна відтяжний валик по краям навантажений силами F , розташованими на відстані a від кромки полотна (відтяжні валики розташовані в підшипниках повзунів, на які діють пружини стиску).

Перенісши умовно сили F на кромки полотна, одержимо розрахункову схему взаємодії відтяжного валика з полотном (рис. 1, б).

При цьому початок координат, враховуючи симетричність навантаження відтяжного валика, помістимо посередині відтяжного валика.

Диференціальне рівняння пружної лінії балки (відтяжного валика), що опирається на пружну основу (полотно), має вигляд [5]:

$$EJ \frac{d^4 \delta(x)}{dx^4} = q(x), \quad (1)$$

де E – модуль пружності матеріалу відтяжного валика; J – момент інерції перерізу відтяжного валика; δ – пружний прогин (лінійне переміщення) відтяжного валика; $q(x)$ – розподілене (погонне) навантаження відтяжного валика,

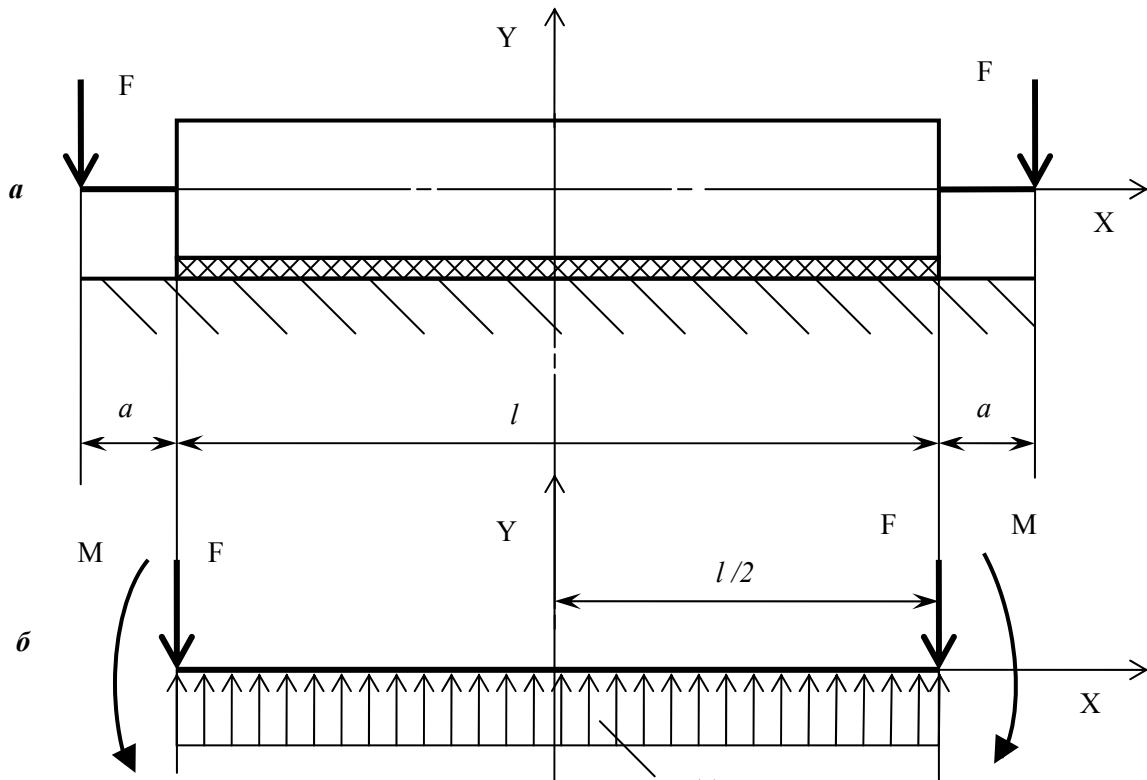


Рис. 1. Розрахункова схема взаємодії відтяж $g(x)$ пика з полотном:
a – схема взаємодії відтяжного валика і полотна; **б** – розрахункова схема

$$q(x) = -k \delta; \quad (2)$$

k – коефіцієнт пропорційності (жорсткості) полотна.

Враховуючи (2), рівняння (1) приймає вид:

$$EJ \frac{d^4 \delta(x)}{dx^4} + k \delta = 0. \quad (3)$$

В загальному виді розв'язок рівняння (3) має вид [5]:

$$\delta(x) = \delta_0 Y_1(\beta x) + \frac{\theta}{\beta} Y_2(\beta x) - \frac{M_0}{\beta^2 EJ} Y_3(\beta x) - \frac{Q_0}{\beta^3 EJ} Y_4(\beta x), \quad (4)$$

де δ_0 , θ , M_0 , Q_0 – відповідно лінійне і кутове переміщення, момент згину та поперечна сила в початку координат (постійні величини);

$Y_1(\beta x) \dots Y_4(\beta x)$ – функції О.М.Крилова [6]:

$$Y_1(\beta x) = ch(\beta x) \cos(\beta x);$$

$$Y_2(\beta x) = \frac{1}{2} [ch(\beta x) \sin(\beta x) + sh(\beta x) \cos(\beta x)];$$

$$Y_3(\beta x) = \frac{1}{2} sh(\beta x) \sin(\beta x);$$

$$Y_4(\beta x) = \frac{1}{4} [ch(\beta x) \sin(\beta x) - sh(\beta x) \cos(\beta x)]; \quad (5)$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{k}{4EJ}}. \quad (6)$$

Для нашого випадку (симетрія системи) в початку координат:

$$x = 0; \theta = \theta_0 = 0; Q = Q_0 = 0. \quad (7)$$

Тоді рівняння (4) приймає вид:

$$\delta(x) = \delta_0 Y_1(\beta x) - \frac{M_0}{\beta^2 EJ} Y_3(\beta x). \quad (8)$$

Постійні δ_0 і M_0 знаходимо із крайових умов на правому кінці відтяжного валика (рис. 1):

$$x = \frac{l}{2}; M = -F a; Q = F. \quad (9)$$

Диференціюючи рівняння (8) та враховуючи (9) і властивості функцій О.М.Крилова, одержуємо систему рівнянь:

$$\begin{aligned} M &= -EJ\beta^2 \left[-4\delta_0 Y_3\left(\frac{\beta l}{2}\right) - \frac{M_0}{\beta^2 EJ} Y_1\left(\frac{\beta l}{2}\right) \right] = -F a; \\ Q &= -EJ\beta^3 \left[-4\delta_0 Y_2\left(\frac{\beta l}{2}\right) + \frac{4M_0}{\beta^3 EJ} Y_4\left(\frac{\beta l}{2}\right) \right] = F. \end{aligned} \quad (10)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (10), знаходимо:

$$\delta_0 = \frac{F}{4\beta^3 EJ} \cdot \frac{Y_1\left(\frac{\beta l}{2}\right) - 4\beta a Y_4\left(\frac{\beta l}{2}\right)}{Y_1\left(\frac{\beta l}{2}\right) Y_2\left(\frac{\beta l}{2}\right) + 4Y_3\left(\frac{\beta l}{2}\right) Y_4\left(\frac{\beta l}{2}\right)}; \quad (11)$$

$$M_0 = \frac{F}{\beta} \cdot \frac{Y_3\left(\frac{\beta l}{2}\right) + \beta a Y_2\left(\frac{\beta l}{2}\right)}{Y_1\left(\frac{\beta l}{2}\right) Y_2\left(\frac{\beta l}{2}\right) + 4Y_3\left(\frac{\beta l}{2}\right) Y_4\left(\frac{\beta l}{2}\right)}. \quad (12)$$

Використовуючи рівняння (8), знаходимо деформацію кінців відтяжного валика, враховуючи, що при цьому $x = \frac{l}{2}$:

$$\delta\left(\frac{l}{2}\right) = \delta_{l/2} = \delta_0 Y_1\left(\frac{\beta l}{2}\right) - \frac{M_0}{\beta^2 EJ} Y_3\left(\frac{\beta l}{2}\right). \quad (13)$$

Прогин кінців відтяжного валика відносно прогину його середини становить:

$$\Delta\delta = [\delta_{l/2}] + [\delta_0]. \quad (14)$$

Розглянемо приклад розрахунку деформації відтяжного валика механізму відтяжки круглов'язальної машини типу КО з діаметром голкового циліндру 500 мм, заправленого 1356 голками, та з діаметром відтяжних валиків 51 мм [7]. При цьому: ширина здвоєного трикотажного полотна становить $l = 615$ мм [2]; сила відтяжки (максимальна) однієї петлі полотна – $15 \cdot 10^{-2}$ Н [1], для забезпечення якої $F = 17,5$ Н; параметри відтяжного валика: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $J = 2,496 \cdot 10^5$ мм⁴

(відтяжний валик виконано трубчастої форми); $a = 80$ мм; коефіцієнт пропорційності полотна (переплетення - кулірна гладь) $k = 8$ Н/мм² [4].

Використовуючи запропоновану вище методику та вихідні дані, одержуємо: $\delta_0 = 5,54 \cdot 10^{-3}$ мм; $\delta_{1/2} = -5,75 \cdot 10^{-3}$ мм. При цьому прогин кінців відтяжного валика відносно прогину його середини становить: $\Delta\delta = 11,29 \cdot 10^{-3}$ мм.

Висновки

Аналізуючи одержані результати, можна зробити наступні висновки:

- нерівномірність прогину відтяжних валиків круглов'язальних машин типу КО при взаємодії їх з полотном практично відсутня і нею можна нехтувати при проектуванні механізмів відтяжки полотна;
- впливом поперечної деформації відтяжних валиків круглов'язальної машини на рівномірність розподілу сили відтяжки полотна по його ширині можна нехтувати.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
3. Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Олійник О.Ю. Механізми відтяжки та накатування полотна круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2009. – 234 с.
4. Масленников Ю.И., Драг Ф.М., Савельева Е.Н. Взаимодействие валиков механизма оттяжки с полотном на кругловязальной машине // Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1991. – № 1. – с. 101–107.
5. Лазарян В.А. Техническая теория изгиба. – К.: Наукова думка, 1976. – 207 с.
6. Пономарев С.Д., Бидерман В.Л., Лихарев К.К. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. В 3 т. – М.: Машгиз, 1956. т.1. – 884 с.
7. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.

Надійшла 12.10.2009

УДК621.71.08;621.88

НОРМУВАННЯ ПЛАСТИЧНИХ ДЕФОРМАЦІЙ ВАЛУ ПОЗА ЗОНОЮ КОНТАКТУ В З'ЄДНАННЯХ З НАТЯГОМ.

В.М. ПАВЛЕНКО, І.В. ПЕТКО, М.П. ГАЛУШКА

Київський національний університет технологій та дизайну

Наведено методику розрахунку пружно-пластичних деформацій валу в з'єднанні з натягом не лише в зоні контакту, але й за її межами

Постановка завдання

З'єднання з натягом відрізняються простотою конструкції та технологічністю, а відтак широко застосовуються в машинобудуванні для передачі значних осьових зусиль та крутних моментів. Виходячи з цього, однією з основних якісних характеристик з'єднань з натягом є їх несуча здатність.