

УДК 677.055

**СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ПРИВОДА МЕХАНІЗМУ ВІДТЯЖКИ ПОЛОТНА
КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ**

О.Ю.ОЛІЙНИК, Б.Ф.ПІПА

Київський національний університет технологій та дизайну

Представлено результати досліджень по удосконаленню методу проектування механізму відтяжки полотна в'язальних машин. Запропоновано метод силового аналізу привода механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини, робоча пара якого містить кільце з гірками та ролик, кінематично зв'язаний з храповим механізмом та відтяжними валиками

Аналіз відомих конструкцій механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин показує, що перспективним є використання в їх складі привода з робочою парою кільце з гірками – ролик, що передає обертальний рух відтяжним валикам [1–5]. Недосконалість наукових основ та інженерних методів проектування механізмів відтяжки полотна такого класу знижує ефективність використання їх у складі круглов'язальних машин [5].

Тому і надалі в трикотажному машинобудуванні залишається актуальним питання подальшого удосконалення методу проектування механізмів круглов'язальних машин, зокрема механізмів відтяжки полотна.

Об'єкт та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано привід механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини та метод його проектування, а саме: силовий аналіз взаємодії роликів з гірками кільця. При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин, теорії опору матеріалів та наукових основах теоретичної механіки.

Постановка завдання

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи в'язальних машин шляхом удосконалення методів проектування їх механізмів, стаття присвячена силовому аналізу привода механізму відтяжки полотна круглов'язальних машин.

Результати і їх обговорення

Перспективою розвитку круглов'язальних машин є удосконалення їх механізмів, зокрема механізму відтяжки полотна, ефективність роботи якого зумовлює стабільність процесу в'язання та якість трикотажного полотна [6, 7]. При цьому перевага віддається механізмам відтяжки з приводною парою гірки – ролик [5]. Схема такого механізму представлена на рис. 1.

Принцип роботи привода механізму відтяжки полотна полягає в наступному. При обертанні голкового циліндра круглов'язальної машини, з яким жорстко з'єднаний механізм відтяжки, два ролики 3, розташовані діаметрально протилежно, вступають у взаємодію з гірками 2 нерухомо закріпленого кільця 1. Коливальний рух роликів 3 передається важелям 4, на яких вони встановлені. Поворот важелів 4 за допомогою собачок 5 приводить в обертальний рух храпові колеса 6, кожне з яких жорстко з'єднане з ведучим відтяжним валиком 7. Обертальний рух ведучого відтяжного валика 7 за допомогою зубчастих коліс (на рис. 1 не показані) передається двом веденим відтяжним валикам 8, 9. При цьому трикотажне

полотно 10, заправлене між відтяжними валиками 7...9 відтягується із зони в'язання і поступає до механізму його накатування в рулон, що необхідно для роботи круглов'язальної машини.

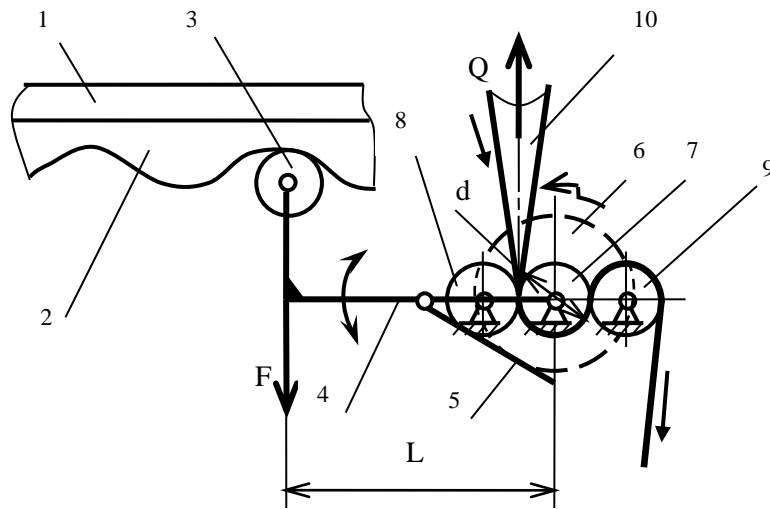


Рис. 1. Схема механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини (привід відтяжних валиків):
1 – кільце (фрагмент); 2 – гірка; 3 – ролик; 4 – важіль; 5 – собачка; 6 – храпове колесо;
7 – ведучий відтяжний валик; 8, 9 – ведені відтяжні валики; 10 – трикотажне полотно

Аналізуючи взаємодію кожного ролика 3 із гіркою 2, можна прийти до висновку, що в процесі роботи машини можливі три варіанти взаємодії ролика з гіркою (рис. 2).

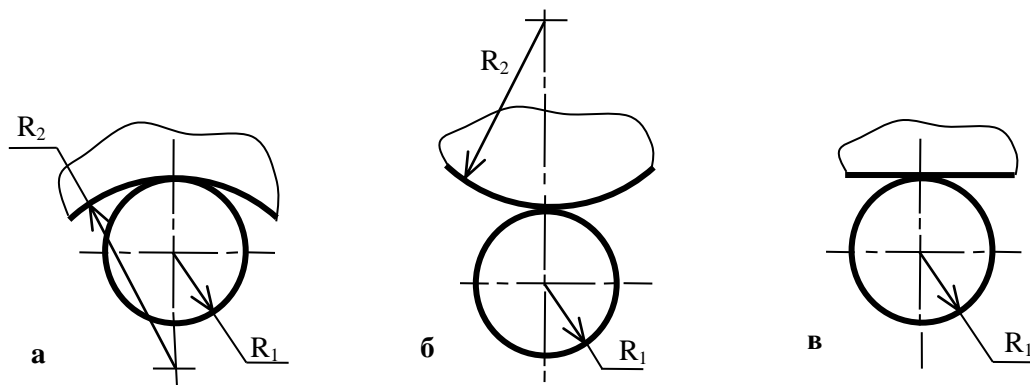


Рис. 2. Можливі варіанти взаємодії ролика з гірками:
а – взаємодія ролика з впадиною між гірками (варіант 1); б – взаємодія ролика з вершиною гірки (варіант 2); в – взаємодія ролика з прямолінійною ділянкою гірки (варіант 3)

Оскільки працездатність механізму відтяжки полотна зумовлена контактними напруженнями в парі ролик – гірка, зупинимось на цьому більш детально. Використовуючи теорію контактної взаємодії тіл [8], можемо записати:

$$\sigma_{1max} = 0,5642 \sqrt{\frac{q \frac{R_2 - R_1}{R_1 R_2}}{\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}}}; \quad (1)$$

$$\sigma_{2max} = 0,5642 \sqrt{\frac{q \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}}{\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}}}; \quad (2)$$

$$\sigma_{3max} = 0,5642 \sqrt{\frac{\frac{q}{R_1}}{\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}}}, \quad (3)$$

де σ_{1max} , σ_{2max} , σ_{3max} – максимальні контактні напруження, що виникають в зоні взаємодії ролика з гіркою (відповідно варіанти 1, 2, 3 можливої взаємодії ролика з гіркою – рис. 2); q – погонний тиск в парі ролик – гірка,

$$q = \frac{F}{b} = \frac{Qd}{2lb}; \quad (4)$$

де F – сила притиску ролика до гірки; b – ширина ролика; Q – сила відтяжки полотна; d – діаметр відтяжних валиків; l – робоча довжина важеля; R_1 – радіус ролика; R_2 – радіус кривизни впадини (вершини) гірки; μ_1 , μ_2 – коефіцієнти Пуассона матеріалів ролика та гірки відповідно; E_1 , E_2 – модулі пружності матеріалів ролика та гірки відповідно.

Для випадку, коли ролики та гірки виконані із однакового матеріалу ($E_1 = E_2 = E$), зазвичай це сталь ($\mu_1 = \mu_2 = 0,3$), вирази (1)...(3) доцільно представити у вигляді:

$$\sigma_{1max} = 0,418 \sqrt{qE \frac{R_2 - R_1}{R_1 R_2}}; \quad (5)$$

$$\sigma_{2max} = 0,418 \sqrt{qE \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}}; \quad (6)$$

$$\sigma_{3max} = 0,418 \sqrt{qE \frac{1}{R_1}}, \quad (7)$$

або

$$\sigma_{1max} = 0,418 \sqrt{qE \frac{1 - \frac{R_1}{R_2}}{R_1}}; \quad (8)$$

$$\sigma_{2max} = 0,418 \sqrt{qE \frac{1 + \frac{R_1}{R_2}}{R_1}}. \quad (9)$$

Аналізуючи вирази (7)...(9), приходимо до висновку, що із трьох можливих варіантів взаємодії роликів із гірками (рис. 2), найбільш небезпечним стосовно максимуму максимальних контактних напружень в парі ролик – гірка є варіант 2 (залежність (9)).

Проаналізуємо вплив параметрів R_1 , R_2 на величину максимальних контактних напружень для цього випадку (σ_{2max}). З цієї метою вираз (9) представимо у вигляді:

$$\sigma_{2max} = A \sqrt{\frac{1+\lambda}{R_1}}, \quad (10)$$

де $A = 0,418\sqrt{qE}$; $\lambda = \frac{R_1}{R_2}$. (11)

Враховуючи особливості кулачкових механізмів, до яких відноситься пара ролик – гірка [9], приймаємо $\lambda = 1,5$. Тоді вираз (10) набуває вигляду:

$$\sigma_{2max} = A \sqrt{\frac{2,5}{R_1}} = \frac{B}{\sqrt{R_1}}, \quad (12)$$

де $B = 1,581A = 0,661\sqrt{qE}$. (13)

Залежність впливу величини радіуса ролика R_1 на максимальні контактні напруження σ_{2max} в зоні взаємодії його з гіркою представлені у вигляді графіка (рис. 3).

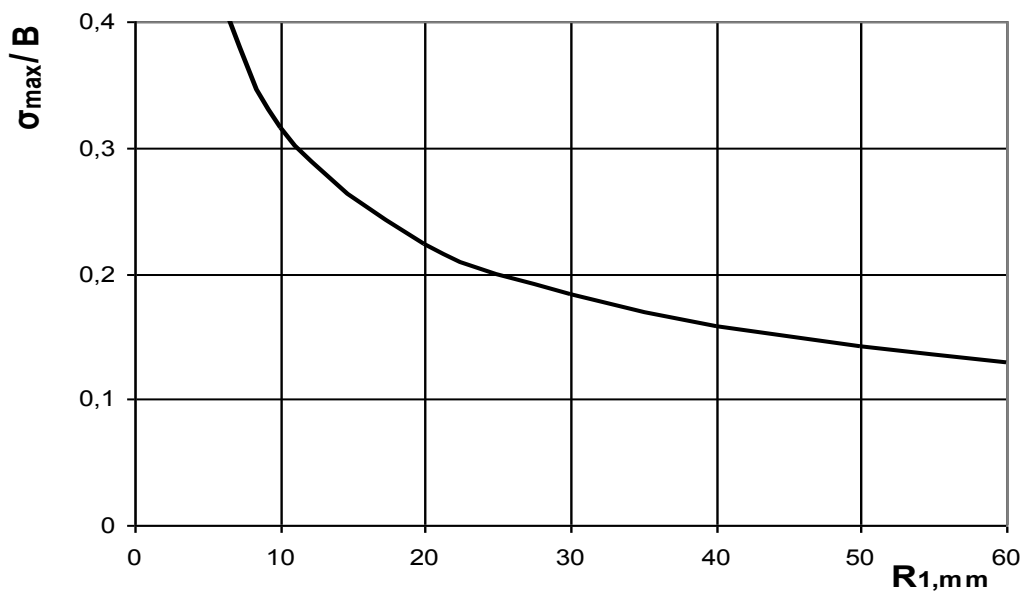


Рис. 3. Вплив радіуса ролика R_1 на максимальні контактні напруження σ_{2max} в зоні взаємодії його з гіркою

Висновки

Аналіз виконаних досліджень дозволяє зробити наступні висновки:

- найбільш небезпечним стосовно величини максимальних контактних напружень в парі ролик – гірка є взаємодія ролика з вершиною гірки;

- залежності знаходження максимальних контактних напружень в парі ролик – гірка можуть бути використані при вирішенні питань підвищення надійності та довговічності роботи привода механізму відтяжки полотна круглов'язальних машин;
- одержана графічна залежність впливу радіуса ролика на максимальні контактні напруження в зоні взаємодії його з вершиною гірки дає можливість оперативно вирішувати питання вибору раціональних розмірів ролика.

ЛІТЕРАТУРА

1. Мильченко И.С. Основы проектирования трикотажных машин. – М.: – Ростехиздат, –1962. – 226 с.
2. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, –1980. – 472 с.
3. Присяжнюк П.А. Технология и кругловязальное оборудование в производстве изделий верхнего трикотажа. – Минск: Высшая школа, –1982, –319 с.
4. Мойсеенко Ф.А. Проектування в'язальних машин. – Харків: Основа, –1994. – 336 с.
5. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Олійник О.Ю. Механізми відтяжки та накатування полотна круглов'язальних машин. – К: КНУТД, –2009. – 234 с.
6. Далидович А.С. Основы теории вязания. – М.: Легкая индустрия, –1970. – 432 с.
7. Далидович А.С. и др. Рабочие процессы трикотажных машин. – М.: Легкая индустрия, –1976. – 368 с.
8. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, –1975. – 704 с.
9. Колчин Н.И., Мовнин М.С. Теория механизмов и машин. – Л.: – Судпромгиз, –1962. – 616 с.