

УДК 677.055

ЗНИЖЕННЯ КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ В ПАРІ ГОЛКА-КЛИН В'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

С.А. ПЛЕШКО, Г.І. КОНЬКОВ, Б.Ф. ПІПА

Київський національний університет технологій та дизайну

Приведено результати досліджень взаємодії голки, п'ятка якої має відгини, з клинами в'язальної машини. Встановлено, що наявність відгинів п'ятки суттєво (більше ніж у 6 разів) знижує контактні напруження в парі голка – клин, що підвищує довговічність роботи голок та клинів механізму в'язання і, відповідно, ефективність роботи в'язальної машини

Особливістю роботи в'язальних машин є значні контактні напруження в парі голка – клин [1...3], що негативно впливають на надійність і довговічність роботи в'язальної машини та на якість трикотажного полотна [4, 5]. Одним із конструктивних рішень, направленим на зниження контактних напружень в парі голка – клин в'язальної машини є заміна існуючих голок з жорсткою п'яткою [6] голками, що містять п'ятки з відгинами [7].

Об'єкти та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано контактну взаємодію голки в'язальної машини з клинами та вплив голки з п'яткою з відгинами на зниження контактних напружень в парі голка – клин. При проведенні досліджень та вирішенні завдань, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин та теорії опору матеріалів і пружності.

Постановка завдання

Завданням досліджень стало аналітичне дослідження впливу голки з п'яткою з відгинами на контактні напруження в парі голка – клин та доцільність використання таких голок з метою підвищення ефективності роботи в'язальних машин.

Результати та їх обговорення

Одним з недоліків пари голка-клин, як вищої пари, є значні контактні напруження, що виникають у зоні удару голки об клин. Надійність роботи зазначеної пари обумовлена відсутністю стомлення матеріалу голки та клина, що визначається умовою [8]:

$$\sigma_{max} < \bar{\sigma}_c, \quad (1)$$

де σ_{max} – максимальне контактне напруження стиску в зоні взаємодії голки і клина;

$\bar{\sigma}_c$ – допустиме контактне напруження матеріалу голки або клина.

Практика експлуатації в'язальних машин показує [1], що робоча поверхня клинів піддається в зоні контакту з п'ятками голок дії пульсуючих напружень стиску і руйнується не від нормальних, а від дотичних напружень, що викликають специфічне явище втоми – пітінг (викришування поверхні). Для запобігання пітінгу необхідно забезпечити умову:

$$\tau_{max} < \bar{\tau}_c, \quad (2)$$

де τ_{max} , $\bar{\tau}_c$ – відповідно максимальне і допустиме дотичні напруження.

Для сталей звичайно приймається [8]:

$$\bar{\tau}_c = 0,285\sigma_B, \quad (3)$$

де σ_B – межа міцності сталі при розтягу.

При цьому максимальне дотичне напруження в зоні контакту пари голка – клин може бути визначене із рівняння:

$$\tau_{max} = 0,145 \sqrt{\frac{NE}{l\rho}} = 0,145 \sqrt{\frac{FE}{l\rho \cos\alpha}}, \quad (4)$$

де N – максимальне нормальне навантаження в зоні контакту;

E – приведений модуль пружності матеріалів голки і клина;

l – довжина лінії контакту пари п'ятка голки – клин;

ρ – приведений радіус кривизни пари п'ятка голки – клин;

F – горизонтальна складового максимального навантаження в зоні контакту пари п'ятка – клин;

α – кут профілю клина в досліджуваній зоні взаємодії голки з клином.

Аналізуючи вираз (4), приходимо до висновку, що одним із параметрів, який істотно впливає на величину максимальних дотичних напружень, а отже і на довговічність клинів, є приведений радіус кривизни пари п'ятка голки – клин ρ .

Для загального випадку:

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}, \quad (5)$$

де ρ_1 – радіус кривизни робочої поверхні п'ятки;

ρ_2 – радіус кривизни профілю клина.

При взаємодії голки з клином, що має прямолінійний профіль ($\rho_2 = \infty$):

$$\rho = \rho_1. \quad (6)$$

Клини з криволінійним профілем (рис. 1), як правило, мають робочу поверхню, що складається з двох ділянок: ділянки з негативним радіусом кривизни (ділянка ab підйомного клина і ділянка de кулірного клина) і ділянки з позитивним радіусом кривизни (ділянка bc підйомного клина і ділянка ef кулірного клина). Отже приведений радіус кривизни при взаємодії голки з ділянками ab і de клинів визначається із рівняння:

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 - \rho_1}. \quad (7)$$

При взаємодії голки з ділянками bc і ef клинів приведений радіус кривизни дорівнює:

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 + \rho_1}. \quad (8)$$

Очевидно, що за інших рівних умов:

$$\tau_{1max} < \tau_{2max}, \quad (9)$$

де τ_{1max} – максимальне дотичне напруження, що виникає при взаємодії голки з ділянками ab або de клинів;

τ_{2max} – максимальне дотичне напруження, що виникає при взаємодії голки з ділянками bc або ef клинів.

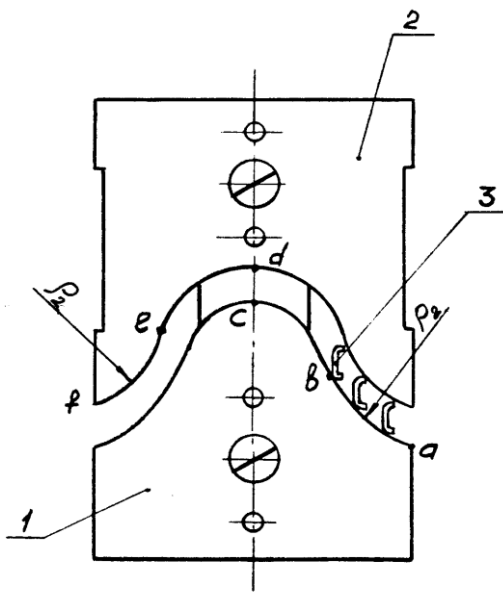


Рис. 1. Схема взаємодії голки з клинами:
1 – підйомний клин; 2 – кулірний клин;
3 – п'ятка голки

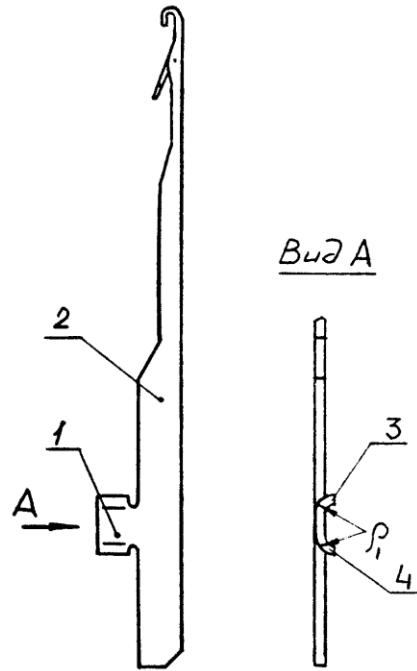


Рис. 2. Голка в'язальної машини з п'яткою з відгинами

Підвищення довговічності клинів може бути досягнуте шляхом застосування у в'язальному механізмі голок спеціальної конструкції, у яких п'ятка має відгини. На рис. 2 показана конструкція голки [7], що служить для зниження зносу робочих поверхонь клинів. Голка містить стержень 2 з крючком і язичком та п'ятку 1. П'ятка має відгини 3, 4, спрямовані у протилежний від напрямку обертання голкового циліндра круглов'язальної машини бік. Відгин 3 призначений для взаємодії з кулірними клинами, відгин 4 – для взаємодії з підйомними клинами. Таке конструктивне рішення дозволяє значно знизити напруження в зоні контактної взаємодії голки з клином і тим самим підвищити надійність та довговічність голок, клинів і в'язального механізму в цілому.

При виготовленні голок з п'ятками з відгинами слід брати до уваги умову:

$$\rho_1 < \rho_2, \quad (10)$$

де ρ_1 – радіус відгину п'ятки голки;

ρ_2 – максимальний радіус криволінійної ділянки клина з негативною кривизною (ділянка ab клина 1 і ділянка de клина 2 – рис. 1).

Перевіримо працездатність пари голка-клин однофонтурної круглов'язальної машини типу КО, де використовуються голки поз. 0–388 [6].

Оскільки максимальні напруження виникають у зоні удару голки об кулірний клин, розглянемо цей випадок. Максимальна величина дотичних напружень згідно з (4) складе (максимальне навантаження в парі голка-клин $F = 85,7 \text{ Н}$ [1]; приведений модуль пружності матеріалів голки і клина $\dot{A} = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ [8]; довжина лінії контакту голки з клином $l = 2,7 \text{ мм}$ [9]; радіус п'ятки голки $\rho_1 = 0,2 \text{ мм}$ [2]):

$$\tau_{max} = 1146 \text{ МПа.}$$

Для загартованої сталі марки ШХ 15, з якої звичайно виготовляють клини в'язальних машин, $\sigma_A = 750$ МПа [4]. Тоді згідно з умовою (3) $\bar{\sigma} = 214$ МПа.

Таким чином, напруження в зоні контакту голки з робочим профілем клина круглов'язальної машини у момент удару істотно перевищують допустимі напруження. Це пояснює причину недовговічної роботи голок та клинів круглов'язальних машин типу КО.

У випадку заміни голок поз. 0–388 голками з п'ятками з відгинами (рис. 2) фактична величина максимальних дотичних напружень складе (приймаємо з конструктивних міркувань $\rho_1 = 8,0$ мм) всього $\tau_{max} = 181$ МПа, що нижче допустимих напружень.

Висновки

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

- запропонована методика дозволяє знайти величину контактних напружень, що виникають в парі голка – клин при їх взаємодії, та оцінити працездатність тих чи інших конструкцій голок і клинів;
- запропонована конструкція голок з п'ятками з відгинами при використанні їх в круглов'язальних машинах типу КО дозволяє більш ніж у 6 разів знизити контактні напруження в парі голка – клин і тим самим підвищити надійність та ефективність роботи машин;
- результати досліджень можуть бути використані при аналізі взаємодії голок з клинами усіх існуючих типів в'язальних машин та автоматів;
- запропонована методика доповнює теорію проектування в'язальних машин і буде корисною як при удосконаленні діючих, так і при проектуванні нових конструкцій в'язальних машин.

ЛІТЕРАТУРА

1. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. – К.: Техніка, 1977. – 136 с.
2. Пипа Б.Ф., Волощенко В.П., Шипуков С.Т., Орлов В.А. Повышение надежности трикотажного оборудования. – К.: Техника, 1983. – 112 с.
3. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 209 с.
4. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
5. Мойсеенко Ф.А. Проективання в'язальних машин. – Харків: Основа, 1994. – 336 с.
6. Крассий Г.Г. и др. Справочник трикотажника. – К.: Техніка, 1975. – 320 с.
7. А.с. 580258 СССР, М. Кл.² D 04 B 35/04. Язычковая игла кругловязальной замочной машины /Б.Ф. Пипа, В.К. Гайдамака (СССР). - № 2383892/12; Заявлено 14.07.76; Оpubл. 15.11.77, Бюл. № 42. – 2 с.
8. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.
9. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы. 1992. – 86 с.

Надійшла 08.02.2012