УДК 677.055

С.А. ПЛЕШКО, Б.Ф. ПІПА

Київський національний університет технологій та дизайну

ДИНАМІКА ВЗАЄМОДІЇ ГОЛКИ В'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ З КЛИНОМ З ПРУЖНИМ КРІПЛЕННЯМ

Приведено результати досліджень взаємодії голки в'язальної машини з клином з пружним кріпленням. Встановлено, що взаємодія голки з клином викликає значні динамічні навантаження в зоні їх контакту. Запропоновано метод знаходження максимальних динамічних навантажень, що виникають в парі голка – клин в разі пружного кріплення клина

Ключові слова: *пружне кріплення, динамічні навантаження,голка-клин*

Специфікою роботи в'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають при взаємодії голково-платинових виробів з клинами замків в період зміни напряму їх руху [1, 2]. Динамічні навантаження, що виникають при цьому, є одним з визначальних чинників в питаннях надійності роботи в'язальної машини і якості продукції, що випускається [3…5]. Одним із конструктивних рішень, направлених на зниження динамічних навантажень в парі голка-клин є заміна жорсткого кріплення клинів до блоків замків пружним [3].

Розробка методу визначення навантажень в парі голка – клин з пружним кріпленням є важливим етапом в розвитку теоретичних основ проектування в'язального механізму, оскільки дозволить вирішити проблему підвищення ефективності роботи в'язальних машин. Особливо актуальне це завдання в даний час, коли перед трикотажним машинобудуванням постає завдання підвищення швидкісних характеристик в'язальних машин.

Об'єкти та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано динаміку взаємодії голки в'язальної машини з клином з пружним кріпленням. При проведенні досліджень та вирішенні завдань, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин, теорії динаміки механічних систем та теорії опору матеріалів і пружності.

Постановка завдання

Завданням досліджень стало аналітичне дослідження динамічних процесів, що відбуваються при ударній взаємодії голки в'язальної машини з клином з пружним кріпленням, з метою удосконалення методу знаходження максимальних динамічних навантажень в парі голка – клин, що виникають при цьому.

Результати та їх обговорення

Одним із методів зниження динамічних навантажень, що виникають при ударній взаємодії голок з клинами в'язальних машин, є заміна жорсткого кріплення клинів до блоків замків в'язальних систем пружним. Одна із конструкцій такого рішення є конструкція, представлена на рис. 24 с. 85 монографії [3]. Як показують попередні дослідження авторів [6], в якості розрахункової схеми при визначенні динамічних навантажень, що виникають при взаємодії голок з такими клинами, можна приймати двомасову динамічну модель.

Оскільки на другу масу системи (маса клину) навантаження в початковий момент не діє, клин приходить в рух одночасно з моментом взаємодії голки з клином. При цьому динамічні умови рівноваги мас системи мають вигляд [7]:

$$m_1\ddot{S}_1 = F_1 + F_2 - C_1(S_1 - S_2);\ m_2\ddot{S}_2 = F_3 + C_1(S_1 - S_2) - C_2S_2,$$

де
$$F_2 = \lambda C_1(S_1 - S_2)tg(\alpha + \rho_1);\quad \lambda = \frac{2a+b}{b}\mu_2; \tag{1}$$

m_1, m_2 – приведені маси відповідно голки і клина (за вісь приведення параметрів досліджуваної системи доцільно прийняти напрям руху голки в голковому пазу – вертикальну складову руху голки для круглов'язальних машин);

C_1, C_2 – приведена жорсткість відповідно голки і пружного кріплення клину;

F_1, F_2, F_3 – приведені: технологічне навантаження на голку; сила опору руху голки в пазу циліндра, обумовлена тертям; статичне навантаження на клин, викликане тиском п'яток голок;

S_1, S_2 – координати (переміщення) голки і клина в період удару.

Тоді:
$$m_1\ddot{S}_1 = F_1 - \psi C_1(S_1 - S_2);$$

$$m_2\ddot{S}_2 = F_3 + C_1(S_1 - S_2) - C_2S_2, \tag{2}$$

де
$$\psi = 1 - \lambda tg(\alpha + \rho_1). \tag{3}$$

Враховуючи, що
$$C_1(S_1 - S_2) = P_1;\ C_2S_2 = P_2, \tag{4}$$

можна записати:

$$m_1\ddot{S}_1 = F_1 - \psi P_1;\ \ m_2\ddot{S}_2 = F_3 + P_1 - P_2, \tag{5}$$

де P_1, P_2 – динамічні навантаження в пружних в'язях системи відповідно C_1 і C_2.

Підставляючи параметри $\ddot{S}_1$ і $\ddot{S}_2$, отримані із (5), у вирази

$$\ddot{P}_1 = C_1(\ddot{S}_1 - \ddot{S}_2);\quad \ddot{P}_2 = C_2\ddot{S}_2, \tag{6}$$

знаходимо:

$$\ddot{P}_1 = \frac{C_1}{m_1}\left[P_2 - \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\psi\right)P_1 + \frac{m_2}{m_1}F_1 - F_3\right];\ \ \ddot{P}_2 = \frac{C_2}{m_2}(F_3 + P_1 - P_2). \tag{7}$$

Оскільки навантаження F_1 і F_3 є постійними, рішення системи рівнянь (7) має вигляд [7]:

$$P_1 = A_{11}\cos\beta_1 t + A_{12}\cos\beta_2 t + B_{11}\sin\beta_1 t + B_{12}\sin\beta_2 t + \frac{F_1}{\psi};$$

$$P_2 = A_{21}\cos\beta_1 t + A_{22}\cos\beta_2 t + B_{21}\sin\beta_1 t + B_{22}\sin\beta_2 t + \frac{F_1}{\psi} + F_3, \tag{8}$$

де A, B – постійні інтегрування;

β_1, β_2 – циклові частоти коливань мас m_1, m_2 системи;

a – постійна складова динамічного навантаження,

$$\frac{F_1}{\psi} = a_1; \quad \frac{F_1}{\psi} + F_3 = a_2. \tag{9}$$

Постійні інтегрування можуть бути визначені по відомій методиці [7]:

$$A_{11} = \frac{\frac{C_1}{m_2} - \Delta_2}{z} \cdot \frac{F_1}{\psi}; \quad A_{12} = \frac{\Delta - \frac{C_1}{m_2}}{z} \cdot \frac{F_1}{\psi};$$

$$A_{21} = A_{11}\frac{m_2}{C_1}\Delta_1; \quad A_{22} = A_{12}\frac{m_2}{C_1}\Delta_2;$$

$$B_{11} = \frac{C_1 \upsilon\, \Delta_2}{\beta_1 z}; \quad B_{12} = -\frac{C_1 \upsilon\, \Delta_1}{\beta_2 z};$$

$$B_{21} = B_{11}\frac{m_2}{C_1}\Delta_1; \quad B_{22} = B_{12}\frac{m_2}{C_1}\Delta_2, \tag{10}$$

де $$\Delta_1 = \gamma - \beta_1^2; \ \Delta_2 = \gamma - \beta_2^2; \tag{11}$$

$$\gamma = C_1 \frac{m_1 + \psi m_2}{m_1 m_2}; \tag{12}$$

$$z = \beta_1^2 - \beta_2^2. \tag{13}$$

Циклові частоти коливання мас двомасової системи, як відомо, визначаються із рівняння:

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{C_1(m_1 + \psi\, m_2) + C_2 m_1 \pm \sqrt{[C_1(m_1 + \psi\, m_2 + C_2 m_1]^2 - 4\psi\, C_1 C_2 m_1 m_2}}{2m_1 m_2}. \tag{14}$$

З метою спрощення знаходження максимуму навантажень в пружних в'язях системи, виконаємо додадання коливань однакової частоти [8].

Тоді рівняння (8), приймуть вигляд:

$$P_1 = D_{11}\sin(\beta_1 t + \varphi_1) + D_{12}\sin(\beta_2 t + \varphi_2) + a_1;$$
$$P_2 = D_{21}\sin(\beta_1 t + \varphi_1) + D_{22}\sin(\beta_2 t + \varphi_2) + a_2, \tag{15}$$

де $$D_{11} = \sqrt{A_{11}^2 + B_{11}^2}; \quad D_{12} = \sqrt{A_{12}^2 + B_{12}^2};$$

$$D_{21} = \sqrt{A_{21}^2 + B_{21}^2}; \quad D_{22} = \sqrt{A_{22}^2 + B_{22}^2}; \tag{16}$$

$$\varphi_1 = arctg\frac{A_{11}}{B_{11}}; \quad \varphi_2 = arctg\frac{A_{12}}{B_{12}}. \tag{17}$$

Очевидно: $$P_{1max} = D_{11} + D_{12} + a_1;$$

$$P_{2max} = D_{21} + D_{22} + a_2 . \quad (18)$$

Враховуючи [6], остаточно знаходимо:

$$P_{max} = (D_{11} + D_{12} + a_1)\,tg(\alpha + \rho_1);$$
$$P_{2max} = D_{21} + D_{22} + a_2 , \quad (19)$$

де P_{max} – максимальна величина горизонтального навантаження, що виникає в зоні удару голки об клин.

Аналізуючи отримані результати, як алгоритм визначення максимуму динамічного навантаження, що виникає при ударі голки об клин з пружним кріпленням, можна рекомендувати:

Вихідні дані: технологічне навантаження на голку F_1 ,Н; тиск п'яток голок на клин (вертикальна складова) F_3 , Н; лінійна швидкість циліндра машини υ , м/с; маса голки m_1 , кг; маса клина m_2 , кг; приведена жорсткість системи голка-клин-штега C_1 , Н/м; жорсткість вузла кріплення клина C_2 , Н/м; кут профілю клина α ; плече сили удару голки об клин *a*, мм; плече опорної реакції *b*, мм; коефіцієнт тертя голки:по клину μ_1 ; коефіцієнт тертя голки по штегам μ_2 .

Порядок розрахунку:

1. З рівняння (1) знаходимо параметр λ .
2. Використовуючи рівняння (3) знаходимо ψ .
3. Згідно (14) знаходимо частоти коливань мас системи β_1, β_2 .
4. З (13) знаходимо параметр *z*.
5. З (12) знаходимо γ .
6. Обчислюємо параметри Δ_1 , Δ_2 по (11)
7. З (10) знаходимо постійні інтегрування *A* і *B*.
8. Згідно (16) знаходимо постійні *D*.
9. З (9) визначаємо параметри a_1, a_2 .
10. По (19) знаходимо максимальні динамічні навантаження P_{max} і P_{2max} .

Висновки

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

– запропонована методика дозволяє знайти максимальну величину динамічних навантажень, що виникають при ударній взаємодії голки в'язальної машини з клином з пружним кріпленням та оцінити вплив їх параметрів на ці динамічні навантаження;

– результати досліджень можуть бути використані при аналізі динаміки взаємодії голки з клином практично 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.

Список використаної літератури:

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, – 1980. – 472 с.
2. Мойсеєнко Ф.А. Проектування в'язальних машин. – Харків: Основа, – 1994. – 336 с.
3. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. – К.: Техніка, – 1977. – 136 с.
4. Пипа Б.Ф., Волощенко В.П., Шипуков СТ., Орлов В.А. Повышение надежности трикотажного оборудования. – К.: Техника, – 1983. – 112 с.
5. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, – 1990. – 209 с.
6. Пипа Б.Ф., Коньков Г.І., Марченко А.І. Динаміка взаємодії голки в'язальної машини з клином //Вісник КНУТД. –2010. – № 5 (т.2). – С.174–179.
7. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наукова думка, – 1986. – 288 с.
8. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний. – М.: Машиностроение, –1972. – 368 с.

Стаття надійшла до редакції 21.04.2012

Динамика взаимодействия иглы вязальной машины с клином с упругим креплением

Плешко С.А., Пипа Б.Ф.
Киевский национальный университет технологий и дизайна

Представлены результаты исследований взаимодействия иглы вязальной машины с клином с упругим креплением. Установлено, что взаимодействие иглы с клином вызывает значительные динамические нагрузки в зоне их контакта. Предложен метод нахождения максимальных динамических нагрузок, возникающих в паре игла-клин в случае упругого крепления клина.

Ключевые слова: упругое крепление, динамические нагрузки, игла-клин.

Dynamic of a knitting machine needle interaction with a wedge with elastic fastener

Pleshko S.A., Pipa B.F.
Kiev National universitettehnology and Design

The present paper presents the research results on a knitting machine needle interaction with a wedge with elastic fastener. It has been proved that interaction of the needle with the wedge leads to significant dynamic load in the contact zone. A new method of finding maximum dynamic load in the needle-wedge pair in case of the wedge with elastic fastener utilization has been offered.

Keywords: wedge with elastic fastener, dynamic load, needle-wedge.