

ВПЛИВ ТОЧНОСТІ ВИГОТОВЛЕННЯ РОБОЧОГО ПРОФІЛЮ КЛИНА В'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ НА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ В ПАРІ ГОЛКА – КЛИН

Представлено результати досліджень впливу точності виготовлення робочого профілю клина в'язальної машини на динамічні навантаження в парі голка-клин. Одержана залежність, за допомогою якої, аналізуючи кореляційні функції погрішностей виготовлення профілю клина, можна встановити необхідні вимоги до точності його виготовлення.

The outcomes of researches of influencing of accuracy of manufacturing of a working profile of a wedge of a knitting machine on dynamic loads in the wagger a needle - wedge are shown. The obtained relation, with the help by which one, analysing correlation functions of inaccuracies of manufacturing of a profile of a wedge, is possible to establish indispensable tolerance requirements of its manufacturing.

Ключові слова: робочий профіль клину, в'язальна машина, пара голка-клин.

Вступ

Ефективність роботи в'язальних машин зумовлена динамічними навантаженнями, що виникають у зоні взаємодії голок з клинами в'язальних систем. Як відомо [1], ці навантаження негативно позначаються як на якості трикотажного полотна, так і на надійності та довговічності роботи клинів і машини в цілому.

Питанню зниження динамічних навантажень у в'язальних системах шляхом конструктивних удосконалень клинів присвячено ряд робіт [2-5]. Але питання впливу точності виготовлення робочого профілю клина в'язальної машини на динамічні навантаження в парі голка-клин практично не вивчено і потребує подальшого дослідження.

Дослідження авторів присвячені розробці методу оцінки впливу точності профілю клина в'язальної машини на динамічні навантаження, що виникають в парі голка-клин, за допомогою якого можна було б установити необхідні вимоги на точність виготовлення профілю клина.

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи в'язальних машин шляхом підвищення якості виготовлення їх клинів, розробка методу оцінки впливу точності виготовлення профілю клина на динамічні навантаження в парі голка-клин є актуальною для сучасного легкого машинобудування.

Об'єктом досліджень обрано клин механізму в'язання в'язальної машини.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії вірогідності та математичної статистики.

Завданням досліджень стала розробка методу оцінки впливу точності робочого профілю клина в'язальної машини на динамічні навантаження, що виникають в парі голка-клин.

Основний розділ

З метою ефективного зниження динамічних навантажень в парі голка-клин одним із авторів був розроблений метод синтезу раціонального профілю клина [5]. Результатом цього методу було рівняння (поліном шостого порядку), що визначає шуканий (оптимальний стосовно прискорення) профіль клина. Ясно, що реалізація цього профілю не може бути забезпечена абсолютно ідеально. У зв'язку з цим виникає питання: як будуть змінюватися динамічні навантаження в системі клин-голка, якщо фактично реалізований профіль клина буде відрізнятися від оптимального?

Розглянемо профілі клинів, представлені на рис. 1. Тут $S_p(l)$ – реальний (виготовлений) профіль, а $S(l)$ – ідеальний профіль, розрахований за наведеною раніше методикою [5]. Обидва профілі розглядаються в координатах: y – переміщення голки у вертикальному і l – горизонтальному напрямках. Далі $S_p(l)$ будемо називати реальним профілем клина, а $S(l)$ – ідеальним його профілем. Різницю $\delta(l) = S_p(l) - S(l)$ природно називати погрішністю виготовлення клина. Графік погрішності виготовлення клина показаний на рис. 2.

Припустимо, що виготовлено « k » штук клинів. Профіль (реальний) кожного з них позначимо через $S_{pi}(l)$, де $i = 1, 2, \dots, k$. Очевидно, що кожному з цих профілів відповідає один і той же ідеальний профіль. Тому погрішність виготовлення профілю клина з номером i прийме вигляд:

$$\delta_i(l) = S_{pi}(l) - S(l). \quad (1)$$

Графік $\delta_i(l)$ для конкретного значення $i = j \leq k$ будемо називати реалізацією погрішності k -ї операції виготовлення клина.

Перше припущення щодо природи розглянутої тут погрішності полягає в тому, що для будь-якого фіксованого значення $l = l_p \in [0, L]$ величини $\delta_i(l_p)$, де $i = \overline{1, k}$ передбачаються випадковими. Це

припущення виправдується тим, що погрішність $\delta_i(l_p)$ залежить від безлічі факторів, що не повторюються від однієї операції виготовлення до іншої. Тому відмінність $\delta_{j+1}(l_p)$ від $\delta_j(l_p)$ завжди буде. В силу даного припущення погрішність $\delta_i(l)$, як функція від параметра l , і номер операції буде відповідати поняттю випадкової функції [6]. При фіксованому значенні $i + i_1$ ця функція, як функція тільки від l , називається реалізацією даної випадкової функції, а при фіксованому значенні $l + l_p$ значення $\delta_i(l_p)$ цієї функції, як функції від номера реалізації i , являють собою випадкові величини.

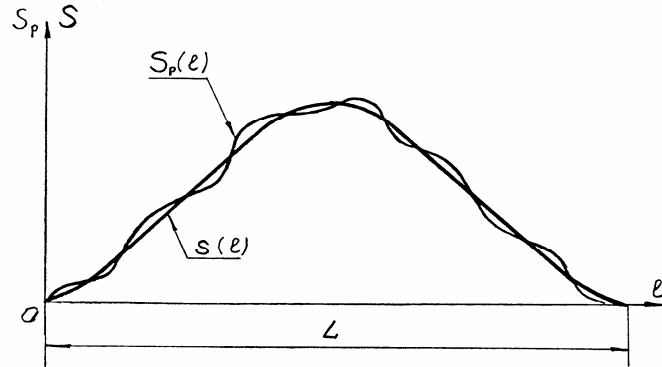


Рис. 1. Фактично реалізований $S_p(l)$ і розрахунковий $S(l)$ профілі клина

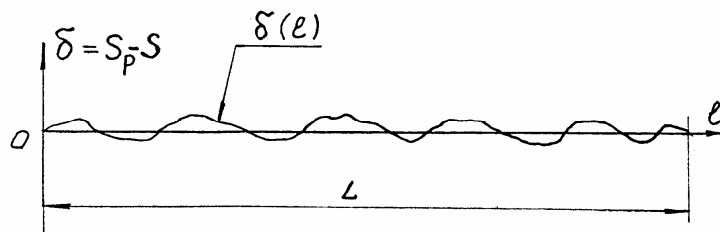


Рис. 2. Графік погрішності виготовлення клина $\delta(l) = S_p(l) - S(l)$

Друге припущення буде полягати в тому, що при кожному фіксованому значенні $l = l_p \in [0, L]$ приймається, що величини $\delta_1(l_p)$, $\delta_2(l_p)$, ..., $\delta_k(l_p)$ розподілені за нормальним законом [7]. Дане припущення звичайно виконується в тому випадку, коли кожна з величин є наслідком декількох діючих одночасно невизначених факторів (практично їхнє число повинне бути не менш трьох-чотирьох). Але це і справді має місце, оскільки на значення погрішності виготовлення $\delta_i(l_p)$ впливають такі фактори, як зазори і люфти в кінематичних ланках, температура і швидкість обробки деталі, неоднорідність оброблюваного матеріалу і т.п.

Нарешті, третє припущення полягає в тому, що на інтервалі $[0, L]$ (рис. 2) середнє відхилення профілю $S_p(l)$ від $S(l)$ дорівнює нулеві або точніше середня погрішність

$$\delta = \frac{1}{L} \int_0^L \delta_i(l) dl \quad (2)$$

дорівнює нулеві на ділянці $[0, L]$ для будь-якої операції $i (i = 1, 2, \dots, k)$. Іншими словами відсутня систематична помилка виготовлення профілю.

Повертаючись до вихідної задачі, поставленої вище, будемо припускати, що виготовлено k штук клинів. Вибираємо деякий крок дискретності, вимірів профілю Δ , рівний, наприклад, $L/10$, де L розмір клина по осі абсцис (рис. 1). У точках $q\Delta$, де $q = 0, 1, \dots, 10$ за допомогою досить точного профілометра вимірюємо значення $S_p(q\Delta)$ ординат фактично виготовленого профілю клина і знаходимо погрішність:

$$\delta(q\Delta) = S_p(q\Delta) - S(q\Delta), \quad (3)$$

де, як і раніше, $q = 0, 1, \dots, 10$.

Зазначену операцію виконуємо з кожним із k клинів. Отримані для кожного окремого клина реалізації погрішності виготовлення клинів (3) розташовуємо послідовно одна за одною (по осі абсцис) у

будь-якому порядку. У результаті одержуємо реалізацію $\delta(r\Delta)$ для $r = 0, 1, \dots, 10K$. Припускаючи, що ця реалізація відповідає реалізації стаціонарної випадкової функції [7], визначаємо характеристики m_δ і $K_\delta(r\Delta)$ цієї функції за формулами (4.350) і (4.352) [5], де $N = 10K$. При цьому математичне чекання при відсутності систематичної погрішності виготовлення повинне дорівнювати нулеві.

Типовий вид кореляційної функції одержуваної при цьому, показаний на рис. 3. Тут кружками позначені точки, у яких обчислюється значення функції $\tilde{K}_\delta(r\Delta)$ (по співвідношенню (4.352) [5]). Суцільною лінією проведена інтерпольована крива. Помітимо, що в силу симетрії функції $\tilde{K}_\delta(r\Delta)$ для позитивних і негативних значень аргументу, на рис. 3 представлена тільки одна половина графіка цієї функції. Далі для суцільної кривої на рис. 3 варто підібрати підходяще аналітичне вираження і визначити його параметри. Для цього потрібно скористатися табл. 4.17 [5]. Так, у розглянутому випадку можна прийняти:

$$\frac{1}{\tilde{K}_\delta(0)} \tilde{K}(\tau) = e^{-h(\tau)} \cos \beta t. \quad (4)$$

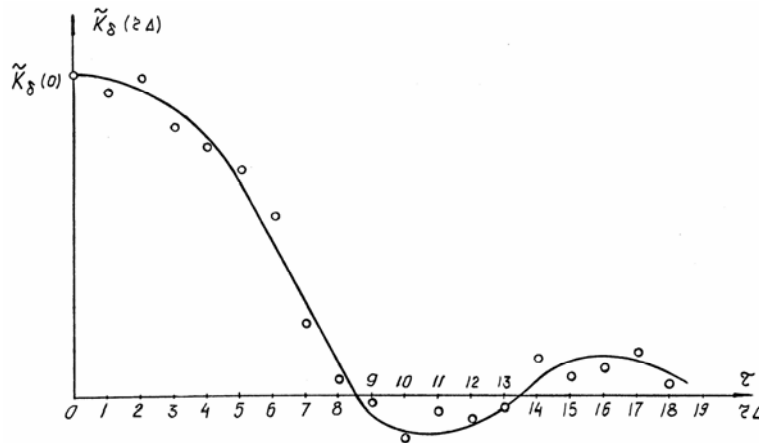


Рис. 3. Кореляційна функція погрішності виготовлення профілю клина

Параметр β неважко визначити з умови рівності нулеві кореляційної функції рис. 3 у точці $\tau = 8,5\Delta$. Після чого, задаючись декількома значеннями параметра h , варто побудувати декілька кривих і вибрати з них найближчу до заданої. Далі по табл. 4.17 [5] потрібно знайти щільність $P(\Omega)$, що відповідає обраному аналітичному виразу для кореляційної функції. У даному прикладі це буде щільність, записана в другому рядку табл. 4.17 [5]. Після чого по формулі (4.359) [5] варто визначити величину дисперсії прискорення голки, обумовлену неточністю виготовлення профілю клина. Як дисперсію σ_x^2 тут варто взяти значення $\tilde{K}_\delta(0)$. Таким чином, шукана дисперсія буде дорівнювати:

$$D_\delta'' = \tilde{K}_\delta(0) \int_{-\infty}^{\infty} \Omega^4 P(\Omega) d\Omega \quad (5)$$

Використовуючи правило трьох сигм [6] і допущення про нормальний закон розподілу погрішності, можна стверджувати, що з імовірністю близькою до одиниці прискорення, зумовлені неточністю виготовлення клина, не перевершать величини $3\sqrt{D_\delta''}$.

Нехай \bar{a} – максимальне прискорення, що набуває голка, переміщуючись по ідеально виготовленому профілю клина. Тоді з урахуванням погрішності виготовлення клина фактичне прискорення не перевершить величини:

$$a \leq \bar{a} + 3\sqrt{\tilde{K}_\delta(0)} \cdot z, \quad (6)$$

де позначено

$$z^2 = \int_{-\infty}^{\infty} \Omega^4 P(\Omega) d\Omega. \quad (7)$$

Оцінка (6) безпосередньо впливає з попередніх міркувань, заснованих на правилі трьох сигм і гіпотезі нормальності.

З умови (6) можна установити необхідні вимоги на точність виготовлення профілю клина, аналізуючи кореляційні функції погрішностей його виготовлення запропонованим тут способом.

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити висновок, що визначення параметра a по залежності (6) і співставлення його з величиною \bar{a} дозволяє оцінити вплив точності виготовлення профілю клина на величину динамічних навантажень у парі голка-клин, а також на величину напружень, що виникають у голці при роботі в'язальної машини.

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. – 209 с.
3. Повышение надежности трикотажного оборудования / Пипа Б.Ф., Волощенко В.П., Шипуков С.Т., Орлов В.А. – К.: Техника, 1983. – 112 с.
4. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. – К.: Техніка, 1977. – 136 с.
5. Пипа Б.Ф. Динаміка механізмів в'язання круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2008. – 416 с.
6. Смирнов Н.В., Дунин-Барковский Н.В. Курс теории вероятностей и математической статистики. – М.: Наука, 1965. – 512 с.
7. Пугачев В.С. Введение в теорию вероятностей. – М.: Наука, 1968. – 368 с.

Надійшла 4.11.2009 р.

УДК 621.22

С.В. РЕПІНСЬКИЙ

Вінницький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ОПОРУ ПЛАНШАЙБИ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСА ЗАСОБАМИ МАТЕМАТИЧНОГО ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ

В роботі представлено експериментальний стенд для дослідження характеристик аксіально-поршневого насоса з комбінованим автоматичним регулятором. На стенді проведено повний трьохфакторний експеримент для побудови математичної моделі моменту опору планшайби насоса залежно від тиску на виході насоса, подачі насоса і температури робочої рідини. Адекватність визначеної залежності для розгляданого діапазону рівнів факторів підтверджена за критерієм Фішера.

In activity the experimental bench for a signature analysis of an axial - piston pump with a combined automatic regulator is shown. On a bench the full three-factor experiment for construction of a mathematical model of drag torque of a circular table of the pump in pressure function on a pump outlet, pump capacity and temperature of working fluid is conducted. The adequacy to definite relation for considered range of levels of the factors is affirmed by yardstick of the Fisher.

Ключові слова: критерій Фішера, автоматичний регулятор.

Вступ

Момент або зусилля, що діє на регулюючий орган, – найважливіша характеристика регульованої гідропердачі, яка необхідна для вибору гідропідсилювача або інших пристроїв для керування гідропередачею. Зокрема для аксіально-поршневих насосів з автоматичним регулятором подачі практичний інтерес представляє момент (або зусилля), який повинен долати механізм регулювання при переміщенні регулюючого органа (при зміні робочого об'єму насоса). Величина цього моменту (зусилля) визначає потужність виконавчого механізму системи керування, який переміщає орган керування або утримує його в спокої. В аксіально-поршневому насосі регулюючим органом є похилий диск (планшайба), поворотом якої регулюється подача насоса. Момент на регулюючому органі в такому насосі залежить від тиску і величини подачі, конструкції насоса, сил тертя, інерційного, гіроскопічного ефектів та інших факторів [1].

Розрахувати вказані параметри практично важко, зважаючи на це для оцінки їх впливу на момент опору планшайби насоса виходять з дослідних даних з використанням сучасних статистичних методів планування і аналізу експерименту, які дозволяють значно підвищити ефективність досліджень.

Основний розділ

На рис. 1 показана схема експериментального стенду, що використовується для дослідження характеристик системи керування аксіально-поршневим насосом. Його основними вузлами є виконавча частина з системою гідравлічного навантаження, основний аксіально-поршневий регульований насос з комбінованим автоматичним регулятором, станція підживлення основного насоса, розподільча частина, кондиціонери робочої рідини (бак, фільтри, теплообмінник) і вимірювально-реєструюча апаратура.

Насосна частина стенду містить насос підживлення НП, який подає робочу рідину з баку Б через фільтри Ф1 і Ф2 до аксіально-поршневого регульованого насоса 1. Планшайба 2 насоса знаходиться під впливом дії циліндрів керування 3, 4 і пружини 5.