

УДК 686.1.054.001.24

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ НИТКОЗШИВНИХ МАШИН

© О. О. Грибенюк, Ю. О. Шостачук, к.т.н., доцент,
НТУУ «КПІ», Київ, Україна

В статье рассматриваются вопросы усовершенствования ниткошвейных машин, особенности построения и повышения надежности работы механизмов рамной конструкции.

The article is devoted the problems of improvement of stitching-bindings machines, features of construction and increase of reliability of work of mechanisms of frame construction.

Постановка проблеми

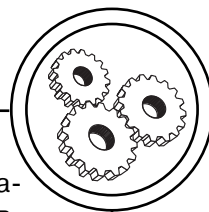
Серед методів скріплення книг багаторазового використання найбільш признаним є метод позошитного скріплення книжкового блоку нитками на ниткозшивних машинах. Процес скріплення відбувається за рахунок петлеутворення внаслідок просторової взаємодії швейних інструментів: проколювальних та швейних голок, шиберів та швейних гачків. Надійність створення петлі та якісне з'єднання зошитів залежить від кінематичної точності руху шиберів відносно виставленого ряду швейних голок та гачків. При цьому потрібно враховувати, що швейні голки та гачки закріплені на швейній каретці, яка рухається зворотно-поступально, а проколювальні голки та шибери — на хитальному столі (ХС), який має зворотно-обертальний рух. Наявність двох механізмів різної кінематичної побудови і відповідно різної дії, а також вплив додаткових виконавчих механізмів, які закріплені на них, вимагає ретельного обстеження та аналізу всіх факторів процесу позошитного скріплення книжкових блоків.

Аналіз попередніх досліджень

Аналіз механізмів, які приймають участь у підготовці та супроводженні процесу петлеутворення, показав, що основним найбільш впливовим на надійність роботи ниткозшивних машин вузлом є механізм ХС. Механізм ХС приймає безпосередньо участь у всіх операціях по скріпленню блоку: від подачі зошитів до швейного апарату з відповідним вирівнюванням та фіксацією на протязі всього циклу зшивання і до їх проштовхування по приймальному столу. При цьому проходження голок з ниткою у пробиті в зошиті проколювальними голками отвори та отвори коливного столу можливо при додержанні допуску на їх взаємне розташування в межах 0,1 мм. З такою ж точністю повинна бути забезпечена взаємодія швейних інструментів у момент утворення петлі всередині столу, що ставить відповідні вимоги до механізму приводу ХС [1].

Фактори, які від'ємно впливають на точність взаємного розташування швейних інстру-

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



ментів, включають: кінематичні похибки виготовлення та з'єднання ланок механізмів, похибки виготовлення пазових кулачків, зазори між роликками і стінками пазових кулачків (невід'ємна умова обертання роликків у пазовому кулачку), а також коливні процеси у механізмах. Вплив вказаних факторів підвищується також внаслідок зносу деталей та їх з'єднань у процесі експлуатації. Особливо це стосується кулачкового механізму привода ХС, який має внаслідок необхідності забезпечення технологічного процесу виготовлення продукції рамну конструкцію приводу та є найбільш навантаженим (рис. 1).

Досліди, які проводилися на Київському заводі поліграфічних машин та в лабораторії УПІ ім. Ів. Федорова [2, 3], по визначенню величини зносу кулачків приводу механізмів ниткозшивних машин показали, що кулач-

ки внаслідок перерозподілу навантаження зношуються нерівномірно. Наприклад, для ХС величина зносу профілю в навантажених зонах досягала майже 1 мм, а в мало навантажених зонах становила 0,04-0,08 мм. Це обумовлено інтенсивністю кінематичного навантаження, дія якого підсилюється впливом крутильних коливань кулачкового валу, а також суб'єктивним регулюванням положення ХС ексцентричними пальцями (для зменшення впливу зазорів в пазах кулачків).

Досвід експлуатації ниткозшивних машин показує, що порушення точності взаємного розташування елементів призводить до погіршення якості з'єднаних блоків, а при швидкостях більше ніж 100 цикл/хв. — до поломок швейних інструментів. Збільшення швидкості роботи викликає також зростання амплітуди коливань, причому

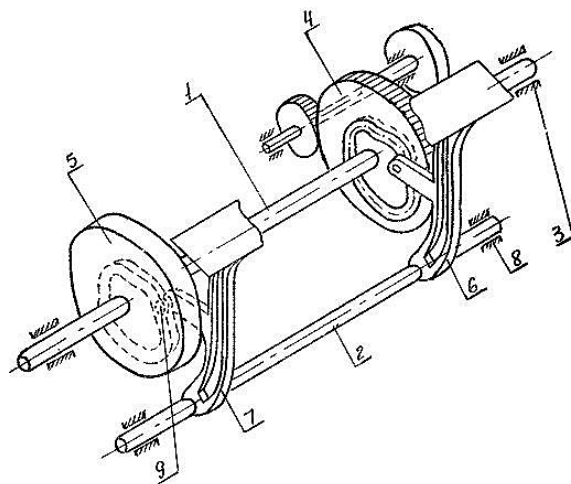
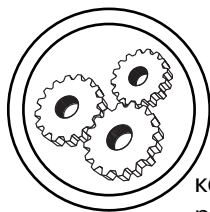


Рис. 1. Принципова схема приводу КС серійних машин НШ-6:
1 — головний вал; 2 — допоміжний вал; 3, 8 — опори; 4, 5 — пазові кулачки; 6, 7 — важелі; 9 — ролик



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

коливання мають складний характер внаслідок різниці в амплітуді та частоті лівої та правої сторін верхівки ХС.

Мета дослідження

Метою даного дослідження є аналіз та знаходження можливостей підвищення виробничих характеристик ниткозшивних машин, від яких залежить надійність та якість з'єднання блоків.

Результати проведених досліджень

Одним з основних механізмів ниткозшивних машин є механізм ХС. Від його руху та взаємодії зі швейною кареткою залежить надійність роботи швейних інструментів, які знаходяться на цих механізмах, та якість зшивання зошитів у блоки.

Для правильної оцінки конструкції механізму ХС, а також для визначення можливих шляхів покращення характеристик був проведений кінетостатичний розрахунок, з врахуванням їх величини та природи. На роботу механізму ХС впливають сили інерції, які виникають внаслідок реверсивного руху столу, та статичні сили, які є наслідком дії власної ваги, зрівноважуючих пружин, тертя та технологічних зусиль у процесі виконання технологічних операцій.

Найбільш відповідальною фазою циклу переміщень механізму ХС ниткозшивних машин є його підхід та вистій у верхньому положенні в період взаємодії інструментів шиття (проколювачів, голок, шибєрів, гачків). Через похибки положення вихідних ланок внаслідок виготовлення, збирання, зносу і впливу

пружних деформацій порушується взаємодія цих інструментів, що вимагає додаткових зусиль для відновлення робочого стану машини.

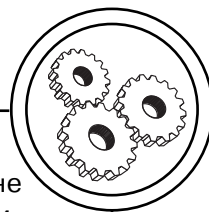
Виготовлення і складання механізмів характеризується випадковими процесами, що визначають їх точність. Різницю в розмірах виготовленої і заданої деталі (через неточне встановлення заготовки на станку, пружні і теплові деформації в системі станка, знос і затуплення ріжучого інструменту, залишкові напруги в заготовках тощо) називають виробничою похибкою. Всі виробничі похибки можна розділити на систематичні (постійні та змінні) і випадкові, зміна яких в межах однієї партії не закономірна.

Дослідження механізму ХС ниткозшивних машин типового ряду НШ-6 виконувалися в такій послідовності: оцінка розмірів деталей механізму, уточнення геометричної схеми механізму, оцінка кінематичних і кінетостатичних характеристик механізму з наявними похибками.

Похибки ланок механізму ХС при виготовленні

Похибки виготовлення визначалися шляхом порівняння розмірів виготовлених деталей з розрахунковими. Допуск на виготовлення кулачка, рівний $\Delta R = \pm 0,05$ мм, викликає зміну розміру радіуса-вектора на 0,06 %. Довжина важеля з роликком може змінюватися в межах $-0,1 \text{ мм} \leq \Delta b_p \leq +0,1 \text{ мм}$. Ця похибка складає 0,09 % номінальної довжини важеля. Допуск на базову відстань вісі ХС відносно кулачкового валу дорів-

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



нює $\Delta l = \pm 0,2$ мм і складає 0,08 % номінальної базової відстані. Вказані похибки ланок частково компенсуються під час збирання швейних механізмів. Однак, при цьому не усуваються порушення геометричної схеми механізму ХС.

Похибки геометричної схеми механізму ХС з врахуванням зазорів у вузлах

Зазор в підшипниковому вузлі ХС обумовлений допусками на виготовлення вузла і його зносом в процесі експлуатації. Для оцінки величини зазору і його впливу на геометричну схему необхідно визначити точку контакту ланок і напрямок вибірки зазору. Точка контакту Р (рис. 2) лежить на лінії дії реакції опори R_n , що визначається розрахунковим шляхом для ідеального механізму. Під впливом діючих зусиль вісь стола притискається до однієї із сторін підшипника, при цьому, внаслідок

док зазору, центр вісі O_2 не співпадає з центром підшипника O_1 . Відстань між ними дорівнює

$$O_1O_2 = r_1 - r_2 = \Delta A/2, \quad (1)$$

де r_1 — радіус отвору підшипника; r_2 — радіус цапфи вісі; ΔA — технологічний зазор між віссю і підшипником, який визначається умовами монтажу та праці даного вузла. При експлуатації внаслідок навантаження зазор в підшипниковому вузлі механізму ХС постійно збільшується на величину зносу Δe . Сумарне значення зазору дорівнює

$$\Delta B_z = \Delta A/2 + \Delta e. \quad (2)$$

Для визначення впливу зазору з'єднання на точність механізму визначаємо його складову в напрямку ланки 2. Довжина ланки 2 визначається величиною

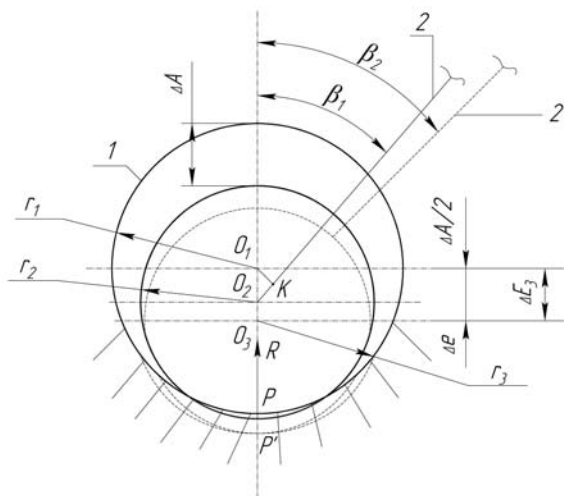
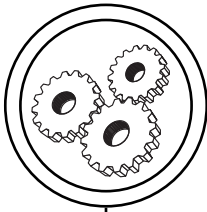


Рис. 2. Похибка ланок внаслідок зміни зазору у підшипниковому вузлі:
1 — підшипник; 2 — ланка



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

$$b_2' = b_p + O_2K = (\Delta A/2) \cos\beta_1 + b_p, \quad (3)$$

де β_1 — кут між напрямком реакції і ланкою 2.

З появою зносу довжина ланки 2 змінюється на величину

$$\Delta X_2 = \Delta B_z \cos\beta_2, \quad (4)$$

де β_2 — кут між напрямком реакції і положенням ланки 2.

Тоді

$$b_2' = b_p + \Delta B_z \cos\beta_2 = b_p + \Delta X_2 \quad (5)$$

Слід зазначити, що зазори в кінематичних парах призводять до появи в реальному механізмі додаткових ступенів руху, що негативно впливає на точність позиціонування вихідних ланок виконавчих механізмів, і є причиною співударів і інтенсивного подальшого зносу контактуючих поверхонь.

Похибки геометричної схеми внаслідок пружних деформацій механізму ХС

Оскільки кулачки приводу ХС розміщені на значній відстані один відносно одного, то деформація валу внаслідок зна-

козмінних навантажень [4] призводить до відносного зміщення кулачків, внаслідок чого виникають додаткові похибки положення верхівки ХС, які визначаються (рис. 3):

$$\Delta X_{q1} = R \times \Delta\gamma_q, \quad (6)$$

де $\Delta\gamma_q = (r_{k1} \times \beta_1' \times \text{tg}\beta_1')/b_p$ — кутове зміщення остова столу; β_1' — кут, на який скручується кулачковий вал, знаходиться за формулою:

$$\beta_1' = (M_{кр} \times l) / G \times I_p, \quad (7)$$

де $M_{кр}$ — крутний момент на кулачковому валу; l — довжина ділянки валу між кулачками; G — модуль пружності; I_p — полярний момент інерції валу.

Під впливом інерційних навантажень виникає деформація важелів остова столу. При цьому відхилення вершини ХС від розрахункового складає (рис. 4):

$$\Delta X_{q2} = m \times \Delta\theta, \quad (8)$$

де m — довжина частини важеля, що деформується; $\Delta\theta$ — кут, на який зміщується верхівка ХС під впливом інерційних навантажень.

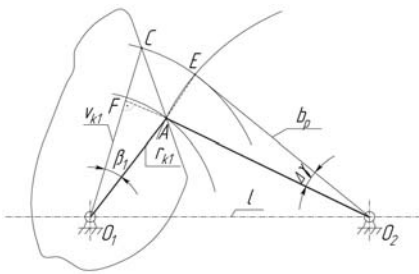


Рис. 3. Визначення похибки положення коромисла ХС внаслідок деформації кулачкового валу

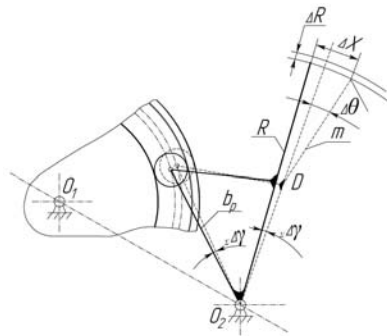


Рис. 4. Схема визначення похибки положення вершини ХС

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

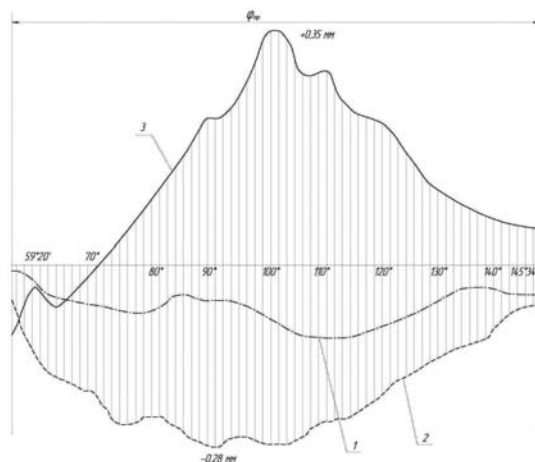
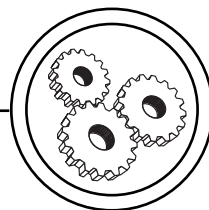


Рис. 5. Похибки радіус-векторів кулачків привода КС для кута наближення:
1 — копір; 2 — лівий кулачок; 3 — правий кулачок

Для остаточного визначення похибки положення верхівки ХС проведена перевірка точності виготовлення кулачків, а також точність їх встановлення і відносного розташування на головному валу.

Аналіз точності виготовлення копіїв і кулачків механізму ХС

Лінійне вимірювання радіус-векторів кулачків проводи-

лися з використанням координатно-розточувального станка, оснащеного оптичним вимірювальним пристроєм. На рис. 5 і 6 наведені графіки похибок δ_R радіусів-векторів відносно їх номінальних значень відповідно для кутів наближення та віддалення. Крива 1 показує похибки радіусів-векторів копії, по якому виготовляються кулачки ХС,

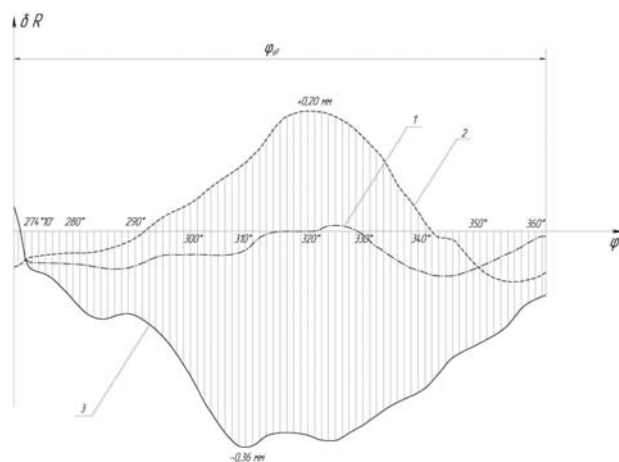
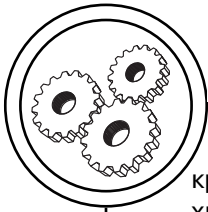


Рис. 6. Похибки радіус-векторів кулачків привоу КС для кутів віддалення:
1 — копір; 2 — лівий кулачок; 3 — правий кулачок



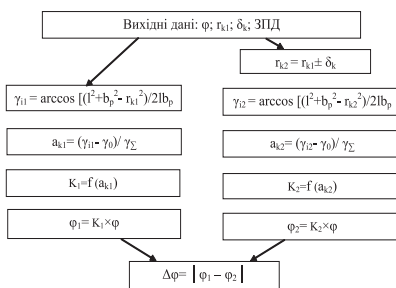
МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

криві 2 і 3 характеризують похибки радіусів-векторів відповідно лівого і правого кулачків приводу механізму ХС машини БНШ-6А. Аналіз отриманих результатів показує, що найбільша похибка радіусів-векторів центральної кривої як кулачків, так і копіїв, зафіксована в момент переходу ролика з ділянки розбігу на ділянку вибігу профілю кулачка. Це пояснюється тим, що на вказаній ділянці профілю кути тиску досягають своїх максимальних значень, що викликає збільшення зусиль на фрезу і, відповідно, спричиняє зростання похибок.

Характеристика точності встановлення кулачків на валу

Для об'єктивності проведених досліджень визначалися також кутові похибки встановлення кулачків на привідному валу. Проведені розрахунки дозволили визначити відносну кутову похибку встановлення кулачків. Кутова похибка змінюється в межах від 0 до $\pm 46'$ (згідно технічних вимог допустимі значення похибки повинні бути в межах $\pm 10'$). Для визначення впливу кутового відносного зміщення кулачків механізмів рамної конструкції розроблено алгоритм розрахунку похибок:

Алгоритм розрахунку кутового відносного зміщення кулачків механізмів рамної конструкції



Оцінка похибки положення верхівки ХС

Функція положення вихідної ланки реального плоского циклового механізму φ має вид [5]:

$$\varphi = \varphi(q_s \pm \Delta q_s), \quad (9)$$

де q_s — характеристика «ідеального» (без зазорів і з абсолютно жорсткими ланками) механізму, Δq_s — сукупність первинних похибок (зазори у кінематичних парах, похибки розмірів ланок тощо).

Для оцінки похибки положення вихідної ланки реального механізму необхідно розкласти праву частину рівняння (9) в ряд Тейлора для функцій з декількома змінними [6]:

$$\begin{aligned} \varphi = \varphi(q_s \pm \Delta q_s) = & \varphi_s(q_s) + \\ & + \Delta q_1 \varphi \partial \varphi_0 / \partial q_1 + \Delta q_2 \partial \varphi_0 / \partial q_2 + \dots + \\ & + \Delta q_n \partial \varphi_0 / \partial q_n + 1/2 [(\Delta q_1)^2 \partial^2 \varphi_0 / \\ & / \partial q_1^2 + \dots + (\Delta q_n)^2 \partial^2 \varphi_0 / \partial q_n^2 + \\ & + 2 \times \Delta q_1 \times \Delta q_2 \partial^2 \varphi / \partial q_1^2 \times / \\ & / \partial q_2 + \dots] + \dots \quad (10) \end{aligned}$$

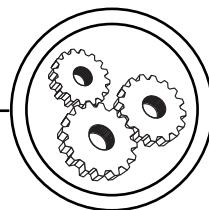
Якщо врахувати, що Δq_s для реальних механізмів циклових машин є величиною другого порядку малості, то величинами Δq_s у другому і більш високому ступені можна знехтувати, оскільки основні граничні похибки визначаються допустимими відхиленнями, що відповідають якості точності оброблених деталей машин.

За цього припущення формула (10) спрощується:

$$\begin{aligned} \varphi = \varphi_0 \pm \Delta \varphi = & \varphi_0(q_s) + \\ & + \Sigma \Delta q_s \partial \varphi_0 / \partial q_s \quad (11) \end{aligned}$$

де $\varphi_0 = \varphi_0(q_s)$ — функція положення вихідної ланки «ідеального» механізму.

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



Тоді похибка положення вихідної ланки досліджуваного механізму дорівнює:

$$\Delta\varphi = \varphi - \varphi_0 = \sum \Delta q_s \partial\varphi_0 / \partial q_s \quad (12)$$

Аналіз виразу (12) показує, що дія кожної первинної похибки на загальну похибку положення вихідної ланки не залежить від дії інших первинних похибок [5]. Залежність (12) дозволяє визначити послідовними розрахунками похибки положення і переміщення (порушення точності позиціонування) будь-яких ланок досліджуваного циклового механізму. Максимальна величина сумарної похибки визначається арифметичною сумою окремих похибок.

Підставляючи у вираз (12) похибки радіусів-векторів центральної кривої кулачка Δr , довжини коромисла Δb , міжцентрової відстані Δl , отримуємо кутові похибки положення вихідної ланки $\Delta\gamma$ механізму (рис. 7). Величини Δr , Δb , Δl є комплексними величинами, які включають похибки виготовлення і монтажу, а також похибки внаслідок зносу кінематичних пар і пружних деформацій ланок:

$$\Delta r = \sum \Delta r_s; \Delta b = \sum \Delta b_s;$$

$$\Delta l = \sum \Delta l_s. \quad (13)$$

Оскільки процес петлеутворення проходить у фазі вистою ХС під швейною кареткою, то вплив похибки радіус-вектора центральної кривої кулачка Δr на переміщення коромисла $\Delta\gamma$ визначаємо на ділянці постійного радіуса профілю кулачка. Задаємося приростом Δr в якості первинної похибки. Всі інші параметри приймаємо абсолютно точними.

Проектуємо контури ідеального і перетвореного механізмів на координатні вісі X та Y, де параметри з індексом «0» відносяться до «ідеального» механізму:

$$\begin{cases} r_0 \cdot \cos \varphi_0 + b_{p_0} \cdot \cos \gamma_0 = l_0 \\ (r_0 \pm \Delta r) \cdot \cos(\varphi_0 \pm \Delta\varphi) + \\ + b_{p_0} \cdot \cos(\gamma_0 \pm \Delta\gamma) = l_0 \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} r_0 \cdot \sin \varphi_0 = b_{p_0} \cdot \sin \gamma_0 \\ (r_0 \pm \Delta r) \cdot \sin(\varphi_0 \pm \Delta\varphi) = \\ = b_{p_0} \cdot \sin(\gamma_0 \pm \Delta\gamma) \end{cases} \quad (15)$$

При перетворенні систем рівнянь (14) і (15) з погляду ма-

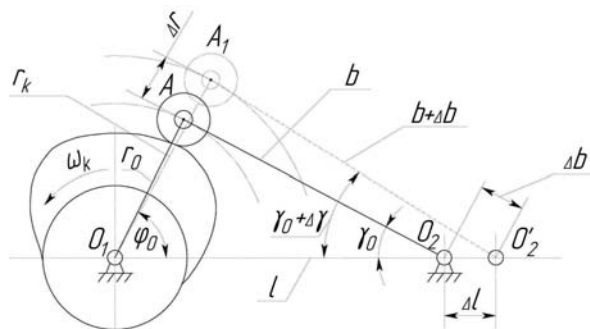
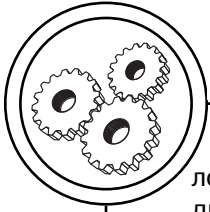


Рис. 7. Схема реального кулачкового механізму КС з відповідними похибками



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

лості похибок кутів $\Delta\varphi$ і $\Delta\gamma$ проводимо наступну заміну:

$$\begin{aligned}\cos\Delta\varphi &\approx 1; \cos\Delta\gamma \approx 1; \\ \sin\Delta\varphi &\approx \Delta\varphi; \sin\Delta\gamma \approx \Delta\gamma.\end{aligned}\quad (16)$$

Вирішуючи спільно рівняння (14) і (15) з урахуванням (16) отримуємо:

$$\Delta\gamma_1 = \frac{\Delta r}{b_{p_0} \cdot \sin(\gamma_0 + \varphi_0)} \quad (17)$$

де $\Delta\gamma_1$ — кутова похибка коромисла кулачкового механізму в залежності від похибки радіус-вектора кулачка.

Аналогічно знаходимо додаткові переміщення коромисла $\Delta\gamma_2$ та $\Delta\gamma_3$ внаслідок впливу похибок довжини коромисла Δb та міжцентрової відстані Δl на положення веденої ланки:

$$\Delta\gamma_2 = \frac{\Delta b}{(b_{p_0} \pm \Delta b) \cdot \tan(\gamma_0 + \varphi_0)} \quad (18)$$

$$\Delta\gamma_3 = \frac{\Delta l}{b_{p_0} \cdot \sin(\gamma_0 + \varphi_0)} \quad (19)$$

Загальна похибка положення коромисла КМ дорівнює:

$$\begin{aligned}\Delta\gamma_{\Sigma} &= \frac{\Delta r}{b_{p_0} \cdot \sin(\gamma_0 + \varphi_0)} + \\ &+ \frac{\Delta b}{(b_{p_0} \pm \Delta b) \cdot \tan(\gamma_0 + \varphi_0)} + \\ &+ \frac{\Delta l}{b_{p_0} \cdot \sin(\gamma_0 + \varphi_0)}.\end{aligned}\quad (20)$$

$$\text{Або } \Delta\gamma_{\Sigma} = \Delta\gamma_1 \pm \Delta\gamma_2 \pm \Delta\gamma_3. \quad (21)$$

Кутова похибка положення коромисла кулачкового механізму приводу ХС викликає лінійне зміщення ΔX_{Σ} верхівки ХС:

$$\Delta X_{\Sigma} = \Delta X_1 \pm \Delta X_2, \quad (22)$$

де ΔX_1 — похибка через неточності виготовлення ланок і зносу кінематичних пар; ΔX_2 — похибка внаслідок пружної деформації важелів ХС під дією інерційних навантажень (знак «+» для фази розбігу, «-» для фази вибігу).

З врахуванням малості кута $\Delta\gamma_{\Sigma}$

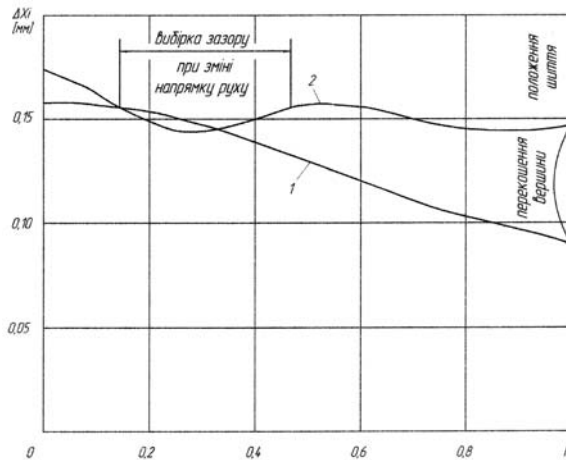
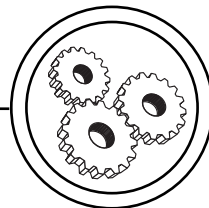


Рис. 8. Похибка переміщення правої (1) і лівої (2) сторін верхини КС

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



$$\Delta X_{\Sigma} = \Sigma(R \pm \Delta R) \Delta \gamma_{\Sigma}. \quad (23)$$

При аналітичних дослідженнях точності позиціонування похибки положення лівої і правої частин вершини ХС визначалось окремо. Визначені похибки переміщення ведучої і веденої сторін вершини ХС при русі столу до швейного апарату наведені на графіку (рис. 8). Основними похибками, що суттєво впливають на позиціонування ХС, є похибки профілю кулачка, а також похибки базової відстані, причому похибка переміщення лівої сторони (веденої) приводу ХС більша, ніж правої. Це пояснюється пружними деформаціями кулачкового валу, а також відносною похибкою встановлення кулачків на валу.

Висновки

Проведені дослідження дозволили розробити методику оцінки похибок механізму ХС і визначити їх вплив на точність позиціонування швейних інструментів. На основі визначених даних розроблені рекомендації щодо зміни методів і режимів обробки та монтажу механізму ХС і кулачків приводу. Для підвищення точності взаємодії швейних інструментів запропоновано модернізувати конструкцію механізму ХС, ввівши до складу пружні компенсатори з кінематичним замиканням роликів на профільних поверхнях відкритих кулачків.

1. Свиридов Н. М. Ниткошвейные машины унифицированного ряда и работа на них / Н. М. Свиридов. — М. : Книга, 1973. — 152 с. 2. Петрук А. И. Исследование нагрузок привода качающегося стола ниткошвейного автомата НШ-6 / А. И. Петрук, Б. А. Черня. — М. : Ин-т ВНИИОПИТ, 1977. — 78 с. (Труды ВНИИОПИТ). 3. Шостачук Ю. О. Повышение надежности ниткошвейных машин / Ю. О. Шостачук // Полиграфия. — 1981. — № 3. — С. 22—23. 4. Шостачук Ю. А. Исследование нагрузок, действующих на качающийся стол ниткошвейных полиграфических машин при шитье блоков / Ю. А. Шостачук. — М. : 1988. — 13 с. — Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 138. — т. 88. 5. Бруевич Н. Г. Точность механизмов / Н. Г. Бруевич. — М. : Гостехиздат, 1946. — 352 с. 6. Корн Г. Справочник по математике / Г. Корн, Т. Корн. — М. : Мир, 1968. — 720 с.

Рецензент — Б. О. Черня, к.т.н.,
доцент, НТУУ «КПІ»

Надійшла до редакції 23.10.09