

ПРО ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОЧНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ПЛАСТИНКОВОГО ЛАНЦЮГА ВАРІАТОРА МЕХАНІЗМУ ПОДАЧ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

Анотація. Подана методика розрахунку і аналізу розмірних параметрів пластин ланцюга варіатора, що використовується в механізмі подач металорізальних верстатів. Із врахуванням регламентованої кінематичної похибки зубчастих передач механізму подач отримано залежність для визначення допусків на основні функціональні розміри пластин пластинкового ланцюга варіатора.

Відомі [1, 2] спроби наукового обґрунтування можливостей використання пластинкових ланцюгових варіаторів у приводах механізмів подач металорізальних верстатів для забезпечення підвищення точності обробки шляхом стабілізації моменту різання через безступеневе регулювання величини подачі.

Проте в наведених дослідженнях не розглядаються характеристики точності елементів пластинкового ланцюга, від яких в значній мірі буде залежати стабільність подачі при постійній частоті обертання вихідного вала варіатора, жорсткість обробленої поверхні і чутливість самого механізму регулювання подачі. Тобто може виникнути така ситуація, що при науково необґрунтованих характеристиках точності елементів пластинкового ланцюга, таких як точність довжини відрізка ланцюга δL , точність діаметрів отворів пластин $\delta d_{от}$ і їх міжосьових відстаней δA та точність діаметрів валиків δd_v буде сформована настільки велика кінематична похибка передачі F' [3], що виявиться взагалі неефективним використання ланцюгового варіатора в механізмах подач металорізальних верстатів.

Тому проведення досліджень точності елементів пластинкового ланцюга, які використовуються у варіаторі для забезпечення постійності складових сил різання, а звідси - і ефективності механічної обробки, є завданням важливим і актуальним.

При дослідженні вищезазначених характеристик точності зробимо такі припущення: контактні зовнішні і внутрішні кроки пластинкового ланцюга на основі граничної теореми [4] підпорядковуються нормальному закону розподілу; варіатор розглядаємо при середньому положенні дисків, тобто коли передаточне відношення дорівнює одиниці; варіатор в ланцюгу приводу подач розміщений в кінці; відсутність пробуксовки, наявність жорсткого кінематичного зв'язку.

Для розв'язання поставленого завдання використовуємо розрахункову схему, подану на рисунку.

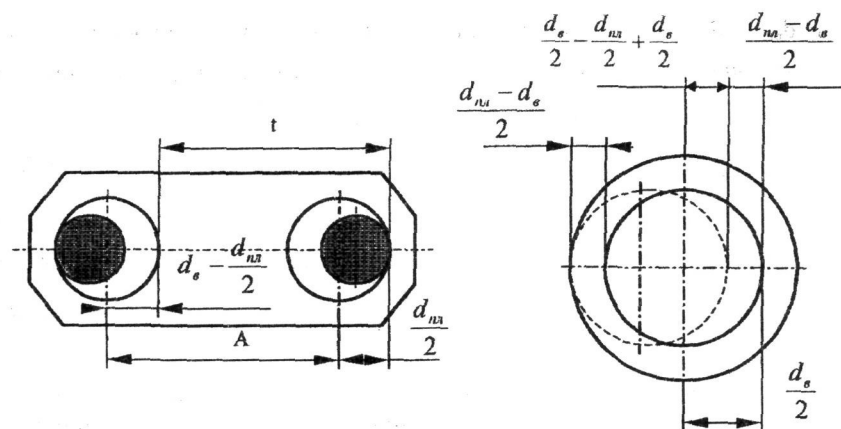


Рисунок 1 - Розмірні параметри пластинкового ланцюга

Розмірні параметри t_3 і $t_в$ умовно назвемо контактними кроками відповідно зовнішніх та внутрішніх ланок. Як видно із рисунку, на основі теорії розмірних ланцюгів можна записати

$$t_3 = t_в = t = A + d_{пл1}/2 - d_в + d_{пл2}/2, \quad (1)$$

де A - міжосьова відстань отворів пластин; $d_{пл1}$, $d_{пл2}$, $d_в$, - відповідно діаметри першого і другого отвору пластин та діаметр валика.

Середня довжина відрізка ланцюга \bar{L} , що при обертанні дисків забезпечить їх поворот на 2π радіан, буде $\bar{L} = 2\pi\bar{r} = n\bar{t}$. Тут \bar{r} - середній радіус дисків, на якому розміщений ланцюг; \bar{t} - середній контактний крок ланцюга; n - кількість кроків, що забезпечать відповідну \bar{L}_0 .

Так як величина t випадкова і підпорядковується нормальному закону розподілу, то і довжина відрізка L теж буде випадковою з гаусовським розсіюванням. Величину L можна подати у вигляді:

$$L = \sum_1^{2\pi/\bar{t}} t_i$$

Тоді дисперсія величини L , що дорівнює сумі n дисперсій величини t , буде:

$$D(L) = nD(t)$$

В свою чергу, використовуючи рівняння (1), запишемо формулу дисперсій кроку t у вигляді:

$$D(t) = D(A) + D(d_{пл}) + D(b), \quad (2)$$

Тут, $D(A)$, $D(d_{пл})$ і $D(b)$ - відповідно дисперсії міжосьової віддалі отворів пластин, діаметрів отворів пластин і діаметрів валиків.

Так як $d_{\text{вл}} \approx d_{\text{в}} = d$, то прийнявши, що ці параметри виконуються з однією точністю, тобто одного квалітету ($\delta d_{\text{пл}} = \delta d_{\text{в}} = \delta d$) рівняння (2) набуде вигляду:

$$D(t) = D(A) + 2D(d) \quad (3)$$

Враховуючи, що величина L може набувати максимального $L_{\text{max}} = \bar{L} + 3\sigma_L$ і мінімального $L_{\text{min}} = \bar{L} - 3\sigma_L$ значення, де \bar{L} - середнє значення довжини відрізка ланцюга, то максимальна похибка кута повороту φ_{max} в радіанах веденого вала варіатора буде $\varphi_{\text{max}} = \frac{(L_{\text{min}} - L_{\text{min}})}{\bar{r}} = \frac{6\sigma_L}{\bar{r}}$, де σ_L - середньоквадратичне відхилення довжини відрізка ланцюга.

Виходячи із необхідності забезпечення певної шорсткості обробки і постійності подач, накладемо умову, що пластинковий ланцюг повинен бути виконаний з такою точністю, щоб найбільша кінематична похибка передачі F_1' не була більшою за обумовлену стандартом для зубчастих коліс механізму подач верстата, тобто:

$$6\sigma \leq F_1'$$

Тоді

$$\sigma_L^2 = \left(\frac{F_1'}{6} \right)^2 = \sigma_L^2 \frac{2\pi\bar{r}}{\bar{t}} \quad (4)$$

Використавши (3) і (4), отримаємо:

$$\frac{(F_1')^2 \bar{t}}{72\pi\bar{r}} = D(A) + 2D(d) \quad (5)$$

Величина найбільшої кінематичної похибки передачі стандартом не регламентована, проте її можна виразити сумою допусків на кінематичні похибки коліс передачі, тобто $F_1' = F_{11}' + F_{12}'$ [3]. Знаючи степінь точності і параметри зубчастих коліс механізму подач верстата (модуль і кількість зубців), можна встановити мінімальну F_{11}' для коліс з відповідними кількістю зубів z_{min} і модулем m_{min} .

Враховавши, що $6\sigma_A = \delta_A$, $6\sigma_t = \delta_t$, з рівняння (5) після спрощень отримаємо:

$$\delta_A = \pm 3\sigma_A = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{2(F_{11}')^2 \cdot \bar{t}}{\pi\bar{r}} - 2\delta_d^2} \quad (6)$$

Задавшись, виходячи з економічно виправданих і технологічних можливостей, значенням допусків на діаметри отвору пластин $\delta d_{\text{пл}}$ і $\delta d_{\text{в}}$, з рівняння (6) знайдемо допуск на величину міжосьової віддалі отворів пластин.

Запропонована методика аналізу характеристик точності дозволяє здійснити оцінку можливостей використання існуючих пластинкових ланцюгів у варіаторах приводу подач, а також розрахунок параметрів точності пластинкових ланцюгів, спеціально призначених для варіаторів стабілізації крутного моменту складових сил різання.

Summary. The methods of calculation and analysis of dimension parameters of regulator chain plates which are used in the feed mechanism of metal-cutting lathes are given. Taking into account the regulated kinematic error of gear drive of feed mechanism the dependence of tolerance for determination on basic functional plate dimensions of regulator chain plate is obtained.

Перелік посилань:

1. Дубиняк С.А., Зубченко И.И. Определение оптимальных соотношений шагов звеньев и среднего шага приводных цепей. // Вестник машиностроения, 1976. - №4. - С.35-36.
2. Дубиняк С.А., Нагорняк С.Г., Дубецкий И.Д. Саморегулируемый привод подачи металлорежущих станков. // Металлорежущие станки, 1985. - №13.
3. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник. 5-е издание. - М.: Машиностроение, 1979. - 343 с.
4. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. - М.: Наука, 1969. - 576 с.

Стаття представлена професором Кузнєцовим Ю.М.

УДК 621.229.64:621.54-52

А.Куцевич

(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, м.Тернопіль)

ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ СПІВВІДНОШЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ СТРУМИННИХ ПРИСТРОЇВ КУТОВОГО ОРІЄНТУВАННЯ ВТУЛОК ПРИ СКЛАДАННІ ВНУТРІШНІХ ЛАНОК ПРИВОДНИХ ЛАНЦЮГІВ

Аноттація. Розглянуто основні етапи встановлення конструктивних параметрів і режимів роботи струминних пристроїв для кутового орієнтування втулок при складанні внутрішніх ланок приводних ланцюгів. Описано силову взаємодію тангенціальних струмин повітря з внутрішньою поверхнею втулки, що підлягає орієнтуванню.

Виведення із зони тертя в шарнірі згортного шва втулки суттєво підвищує зносостійкість приводних ланцюгів і покращує характеристики їх точності. Однак переважаюча кількість використовуваних пристроїв кутового орієнтування деталей типу втулок вимагає наявності в них відчутно вираженого ключа орієнтування у вигляді радіального отвору або відкритого поздовжнього паза. В той же час для розроблюваних в Тернопільському державному технічному університеті (ТДТУ) струминних пристроїв аналогічного призначення [1-3] досить висока надійність процесу орієнтування забезпечується і для серійних згортних втулок з місцевими відхиленнями форми їх внутрішньої поверхні. Останні є наслідком технологічних впливів послідовного процесу формування втулок і мають стабільну кутову прив'язку відносно згортного шва.

Процес струминного кутового орієнтування зазначених втулок на автоматизованому обладнанні по складанню внутрішніх ланок приводних ланцюгів