

УДК 621.835

Б. С. СТЕЦІВ

**ГЕОМЕТРИЧНИЙ ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК РОЗМІРІВ  
ЦЕНТРОВИХ КРИВИХ ПРОФІЛІВ КУЛАЧКІВ  
ДВОКУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ПРЕЦИЗІЙНИМ  
КІНЕМАТИЧНИМ ЗАМИКАННЯМ**

Кулачкові механізми з кінематичним замиканням широко застосовуються в машинобудуванні. Незважаючи на більшу собівартість, вони мають велику перевагу над механізмами із силовим замиканням, особливо у випадках, коли сили інерції сягають

значних величин. Ці механізми до того ж мають значні енергетичні переваги, тому що в механізмах з силовим замиканням певна доля енергії втрачається на розтяг пружин чи переміщення навантажуючих (замикаючих) мас. Неможливість відриву ролика штовхача від профілю кулачка, особливо при значних швидкостях і значних динамічних навантаженнях, забезпечує високу кінематичну точність, гарантоване позиціонування робочих органів, зменшення шуму, вібрації та зносу.

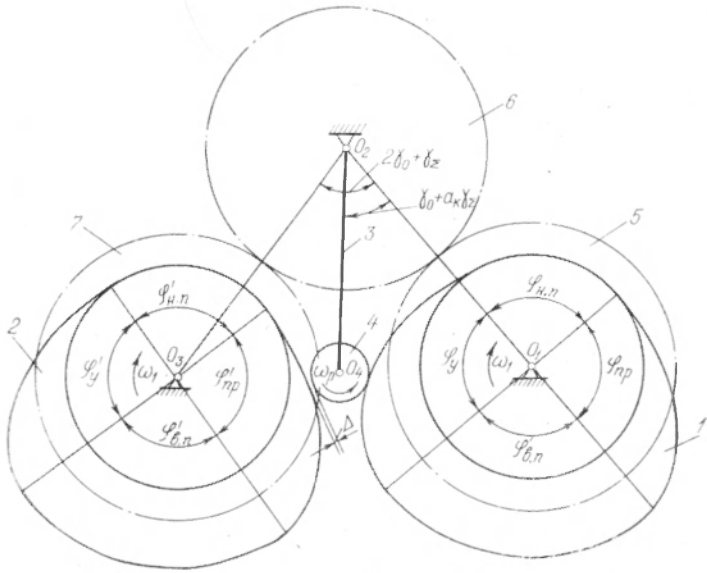


Рис. 1. Кінематична схема двокулачкового однокоромислового механізму з кінематичним замиканням ролика.

На рис. 1 показано схему двокулачкового однокоромислового механізму з кінематичним замиканням ролика 4 коромисла 3 кулачками 1 і 2, закріпленими на паралельних валах  $O_1$ ,  $O_3$ . Особливістю кінематики такого механізму є синхронне обертання кулачків за допомогою трьох зубчастих коліс 5, 6, 7 з передаточним відношенням, яке дорівнює одиниці.

Для забезпечення обертання ролика 4 необхідна наявність мінімального зазору. Без наявності цього зазору неможливе чисте кочення ролика. Надлишковий зазор у парах кулачок—ролик—кулачок не забезпечуватиме точного позиціонування коромисла. Надлишковий натяг приводитиме до зносу поверхонь, які знаходяться у контакті внаслідок проковзування кулачків відносно ролика.

Подібне явище спостерігатиметься в двокоромпсловому механізмі, зображеному на рис. 2. Надлишковий натяг призведе до збільшення контактних напруг, яке викличе інтенсивне спрацювання профілів кулачків і ролика.

Аналогія розрахунку дає змогу розглянути лише одну з вказаних схем. Якщо розглянути рис. 1, то, повернувши один з кулачків відносно осі коливання коромисла  $O_2$  до суміщення з віссю обертання  $O_1$  другого кулачка, одержимо схему двокулачкового двокоромислового механізму, зображеного на рис. 2.

Проведемо розрахунок геометричних параметрів механізму, зображеного на рис. 2. Початкові параметри цього механізму визначаються за такими формулами:

$$\gamma_0 = \arccos \frac{b^2 + l^2 - r_H^2}{2lb}; \quad (1) \quad \mu_0 = \arccos \frac{l^2 - r_H^2 - b^2}{2lr_H}, \quad (2)$$

де  $r_H$  — розмір мінімального радіус-вектора еквідистантної кривої до профілю кулачка;  $b$  — довжина коромисла (відстань між центрами ролика і вала коромисла);  $l$  — довжина базовідстані;  $\gamma_0$  — початкова кутова координата положення осі коромисла відносно лінії базовідстані;  $\mu_0$  — кут, утворений мінімальним радіус-вектором з лінією базовідстані.

Коли повернути кулачок на кут  $\varphi$ , то радіус-вектор займе положення  $O_1O_3$ , а коромисло відхилиться на кут  $a_K\gamma_\Sigma$ , відповідно до закону руху, тому що  $\gamma$  і  $\varphi$  функціонально взаємозв'язані. Спроектуємо трикутник  $O_1O_2O_3$  на вісь  $O_1O_2$  та напрям, що їй перпендикулярний

$$r_K \cos \mu = l - b \cos(\gamma_0 + a_K\gamma_\Sigma), \quad (3) \quad r_K \sin \mu = b \sin(\gamma_0 + a_K\gamma_\Sigma), \quad (4)$$

де  $r_K$  — розмір біжучого радіус-вектора еквідистантної кривої профілю робочого кулачка;  $\gamma_\Sigma$  — кутовий розмах коромисла;  $\mu$  — кут, утворений біжучим радіус-вектором з базовідстанню;  $a_K$  — позиційний інваріант подібності переміщень.

Поділивши (4) на (3), одержуємо

$$\operatorname{tg} \mu = \frac{b \sin(\gamma_0 + a_K\gamma_\Sigma)}{l - b \cos(\gamma_0 + a_K\gamma_\Sigma)}, \quad (5)$$

отже, 
$$\mu = \operatorname{arctg} \frac{b \sin(\gamma_0 + a_K\gamma_\Sigma)}{l - b \cos(\gamma_0 + a_K\gamma_\Sigma)}. \quad (6)$$

З рівності (4) визначимо біжучий радіус-вектор теоретичного профілю робочого кулачка

$$r_K = \frac{b \sin(\gamma_0 + a_K\gamma_\Sigma)}{\sin \mu}. \quad (7)$$

Профіль кулачка на виробництві виготовляють на координатно-розточному верстаті, в якому стіл може здійснювати тільки прямолінійне переміщення. У реальному механізмі, як видно з рис. 2, центр ролика рухається по деякій дузі радіуса, що дорівнює довжині коромисла. Отже, кутова координата біжучого радіус-вектора з врахуванням кутової поправки, викликані зміщенням траєкторії руху центра ролика, визначається у вигляді

$$\Psi = \varphi - \xi_0; \quad (8)$$

де  $\xi_0 = \mu - \mu_0$  — кутова поправка.

Якщо прийняти напрям обертання робочого інструмента (фрези або різця) за годинниковою стрілкою, то напрям руху кулачка (заготовки) потрібно брати також за годинниковою стрілкою для забезпечення певного натягу при фрезеруванні. Коли змінити напрям обертання кулачка (заготовки) на протилежний, то кутова поправка буде додаватись

$$\Psi = \varphi + \xi_0. \quad (9)$$

Розрахунок геометричних параметрів «закриваючого» кулачка проводиться аналогічно робочому. Кут розхилу коромисел визначатиметься з виразу

$$\gamma = \gamma_0 + \gamma_2 + \gamma_0 = 2\gamma_0 + \gamma_2. \quad (10)$$

Визначимо кут взаєморозміщення кулачків на валу. Монтажник кут одержується автоматично, коли кут відліку приймати відносно шпоночного паза або іншого фіксованого елемента. Якщо

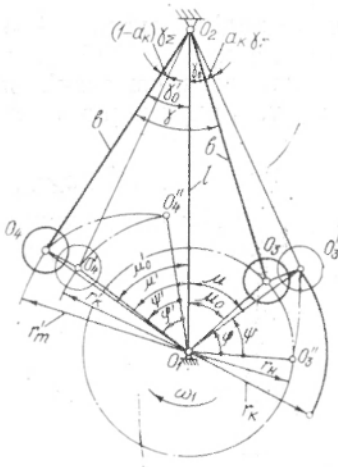


Рис. 2. Кінематично-розрахункова схема двокулачкового двокоромислового механізму з кінематичним замиканням.

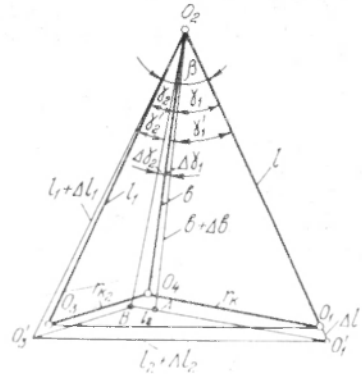


Рис. 3. Геометричні параметри «ідеального» та реально виготовленого механізму.

для робочого кулачка початкова точка лежить на осі  $O_1O_2$ , то початкова точка профілю «закриваючого» кулачка зміститься відносно цієї точки на величину кута  $\mu_0$ .

Для набагато точнішого виставлення кулачків можна скористатись тензометричною апаратурою. Для цього на кулачковий вал наклеюють тензодатчики і під'єднують до підсилювача, на вихід якого вмикають реєструючий прилад. За мінімальними показами приладу знаходимо оптимальний натяг між кулачком і роликом. При цьому слід звернути увагу на деякий розбаланс системи, зумовлений деякою незрівноваженістю мас кулачків.

Розглянемо вимоги до точності виготовлення геометричних розмірів базових деталей. Товстою лінією на рис. 3 зображено розмі-

ри «ідеального» механізму, а тонкою — відхилення, зумовлені похибками в полі допусків, виготовлення отворів  $O_1$  і  $O_3$  відносно базового отвору  $O_2$ . Якщо дійсна величина довжини коромисла і базовідстані після виготовлення зміниться на деяку величину, то при заданому радіус-векторі кулачка кутове зміщення осі коромисла

$$\gamma'_1 = \arccos \frac{(l + \Delta l)^2 + (b + \Delta b)^2 - r_k^2}{2(l + \Delta l)(b + \Delta b)}, \quad (11)$$

де  $\Delta l$ ,  $\Delta b$  — похибки лінійних розмірів (за М. Г. Бруевичем) [1] базовідстані та коромисла, а кутова похибка положення осі коромисла визначатиметься за формулою

$$\Delta \gamma_1 = \gamma_1 - \gamma'_1 = \arccos \frac{l^2 + b^2 - r_k^2}{2lb} - \arccos \frac{(l + \Delta l)^2 + (b + \Delta b)^2 - r_k^2}{2(l + \Delta l)(b + \Delta b)}, \quad (12)$$

де  $\gamma_1$  — кут відхилення коромисла для «ідеального» механізму.

Знайдемо величину кута  $\beta$ , одержаного внаслідок відхилення геометричних розмірів

$$\beta = \arccos \frac{l^2 + (l_1 + \Delta l_1)^2 - (l_2 + \Delta l_2)^2}{2l(l_1 + \Delta l_1)}, \quad (13)$$

де  $l_2$  — довжина міжцентрової відстані валів кулачків;  $l_1$  — довжина базовідстані «замикаючого» кулачка;  $\Delta l_1$ ,  $\Delta l_2$  — похибки відповідних розмірів.

Вважаючи радіус-вектор «замикаючого» кулачка постійною величиною, визначимо величину кута, утвореного внаслідок похибок геометричних розмірів

$$\gamma'_2 = \arccos \frac{(l_1 + \Delta l_1)^2 + (b + \Delta b)^2 - r_{k2}^2}{2(l_1 + \Delta l_1)(b + \Delta b)}, \quad (14)$$

де  $r_{k2}$  — розмір біжучого радіус-вектора еквідистантної кривої профілю «замикаючого» кулачка.

Отже, кутова похибка положення коромисла визначатиметься формулою

$$\Delta \gamma_2 = \beta - \gamma'_1 - \gamma'_2. \quad (15)$$

Загальна кутова похибка положення осі коромисла набере вигляду

$$\Delta \gamma = \Delta \gamma_1 + \Delta \gamma_2. \quad (16)$$

При значних габаритах механізму допуски на виготовлення деталей матимуть великі значення, отже, кутова похибка положення коромисла буде також значною, що неприпустимо в реальному механізмі.

Для високої геометричної точності механізму необхідно забезпечити високу точність відтворення розрахункових розмірів на деталях, які працюватимуть в такому механізмі. Цього можна досягнути виготовленням базових деталей на координатних

свердлильно-розточних верстатах. Процес досить трудомісткий, але гарантує високу точність оброблюваних деталей. Для масового виробництва можна рекомендувати виготовлення кондукторів, які забезпечують потрібну точність не тільки коромисла, а й базових деталей.

Можна рекомендувати також виготовлення кулачків попарно. Кожний робочий кулачок потрібно виготовляти на координатному свердлильно-розточному верстаті великої точності. Наступною операцією обробки тоді слід рекомендувати обробку «замикаючого» кулачка на спеціально виготовленому пристосуванні. Це пристосування повинно забезпечити точне копіювання профілю робочого кулачка, переносячи всі відхилення в межах допуску на профіль «замикаючого» кулачка. Тоді ролик коромисла буде котитися по одному з профілів кулачків, замикаючись іншим профілем.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Бруевич Н. Г. Точность механизмов. М., Гостехиздат, 1946.
2. Ротбарт Г. А. Кулачковые механизмы. М., Судпромгиз, 1960.
3. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.

*B. S. STETSIV*

#### GEOMETRICAL INTERCONNECTION OF DIMENSIONS OF CENTRED CURVES OF CAM PROFILES OF TWO-CAM MECHANISMS WITH ACUTE KINEMATIC LOCKING

#### Summary

Geometrical calculation of two-cam mechanisms with kinematic locking is studied; recommendations concerning demands to manufacturing base parts and mechanism cam profiles are also given.

---