

УДК 621.01

DOI: 10.15276/pidtt.1.68.2023.05

Погребняк Р. П.

Дніпровський державний аграрно-економічний університет

РАЦІОНАЛЬНИЙ КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ І СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ ЦЕНТРАЛЬНОГО ПРЯМОЛІНІЙНО-НАПРЯМНОГО КРИВОШИПНО-ПОВЗУНКОВОГО МЕХАНІЗМУ ЗАХОПЛЮВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

***Анотація.** Виконаний кінематичний аналіз і синтез прямолінійно-напрямних центральних кривошипно-повзункових механізмів за критерієм енергетичного індексу передачі руху (ЕІПР) з обмеженням припустимими кутами тиску в кінематичних парах і найменшим відхиленням траєкторії руху від прямолінійності на ділянці наближення. Визначена засобами аналітичної кінематики плоских механізмів теорія механізмів і машин схема, яка найкраще задовольняє умови синтезу й запропонований на її основі механізм захоплювального пристрою. Отримано єдині значення відносних параметрів і діапазон повороту ведучого кривошипа для схеми прямолінійно-напрямного центрального кривошипно-повзункового механізму з подовженим шатуном за повзун, що найкраще задовольняють вимоги критерію оптимізації і виконують обмеження за кутами тиску. На основі синтезу запропоновано спарений паралелограмний одинадцятиланковий стрижньовий захоплювач, що забезпечує прямолінійний рух затискних елементів зі сталою швидкістю й постійною силою затискання, що відповідає номінальній рушійній силі приводу.*

Виконаний структурний аналіз схеми захоплювача, яка має змінну структуру із зовнішніми неутримуючими зв'язками. З використанням універсальної структурної теорії механізмів Озолса визначено кількість внутрішніх і зовнішніх надлишкових зв'язків в контурах механізму на різних етапах його функціонування. Механізм має геометричні внутрішні і фрикційні голономні зовнішні в'язи, тому для аналізу використовуються внутрішня й зовнішня структурні формули. Визначено їхнє поконтурне розташування й усунення у внутрішніх контурах та зменшення кількості шкідливих надлишкових зв'язків у зовнішньому контурі механізму за рахунок введення самоустановлювального розвантажувального з'єднання.

***Ключові слова:** індекс передачі руху; кут тиску; рухомість механізму; надлишкові зв'язки; зовнішні зв'язки*

Постановка проблеми. Захоплювальні пристрої маніпуляторів – це окремі механізми з індивідуальним приводом, що повинні задовольняти вимогам щодо їх функціональності, енергоефективності, простоти, надійності та ін. Універсальність, як здатність затискати й утримувати різні об'єкти за розмірами, вагою та конфігурацією без переналадження та заміни робочих елементів є однією з найбільш вагомих вимог. Сила затиску об'єктів різних розмірів повинна бути достатньою і сталою для надійного їх утримування під час перехідних режимів роботи руки маніпулятора, об'єкт не повинен бути пошкоджений або зруйнований.

Кінематичні схеми простих механічних стрижньових захоплювачів є діадними з однорухомими геометричними з'єднанням, мають невелику кількість рухомих ланок і, зазвичай, один ступінь свободи й один двигун приводу.

Бажано, щоб механізми захоплювачів забезпечували прямолінійний рух затискних елементів у всьому діапазоні їх переміщення. Прямолінійна траєкторія руху забезпечує співпадіння центра захоплювача з центром робочих елементів [1] у всьому діапазоні товщин деталей, що затискаються, а базування здійснюється з високою точністю.

При конструюванні захоплювачів, що реалізують умову прямолінійного руху затискних елементів, доцільно застосування схем прямолінійно-напрямних механізмів. Такі стрижньові механізми використовують для відтворення на всій або окремій ділянці руху точки ланки траєкторії, близької до прямої лінії. Ця ланка утворює кінематичні пари тільки з рухомими ланками механізму.

Відомо, що захоплювальні (захватні, захвати) пристрої, як і всякі інші механізми, мають більшу експлуатаційну надійність, якщо вони спроектовані і виконані без надлишкових (повторювальних) зв'язків (НЗ) в кінематичних парах. Захватні пристрої маніпуляторів, як окремі нескладні механізми з індивідуальним приводом, мають невелику кількість ланок з переважно однорухомими кінематичними парами.

Аналіз публікацій по темі досліджень. Найвідоміші та найпоширеніші напрямні механізми запропоновані й розроблені давно. Відомі прямі кулісні конхoidalні механізми, еліптичні та λ -подібні прямі, чотириланкові прямі Рело, Дежонжа, Уатта, Еванса, Робертса, Чебишева, Скотта, Рассела [2, 3, 4] та ін. Прямолінійний рух певної точки шатуна в цих механізмах можливий тільки на обмеженій ділянці траєкторії та за визначеними відношеннями довжин ланок. Із різних причин не всі вони підходять для використання в механізмах захоплювачів. Для здійснення прямолінійного руху всього затискного елемента захоплювача до механізму додають діаду, що утворює паралелограм.

У багатьох стрижневих механізмах траєкторія руху лише наближена до прямої, тому їх геометричний синтез зводиться до визначення відносних розмірів ланок і їх розташування за умови найменшого й симетричного відхилення дійсної траєкторії руху від прямолінійної. З досвіду такого проектування відомо, що зменшення відхилення відбувається за рахунок зменшення довжини ділянки прямолінійного руху. Дослідники запропонували велику кількість різних схем і конструкцій захоплювачів різного призначення, у тому числі й механічних стрижньових [1, 2, 5, 6, 7], однак питання оптимального метричного синтезу схеми механізму за певними критеріями руху з визначенням оптимальних розмірів і положень ланок механізму залишаються складними і мало вивченими.

Відомі роботи українських учених школи проф. Я. Кіницького з аналітичного дослідження важільних механізмів із зупинкою веденої ланки на базі напрямних кривошипно-повзункових механізмів [8, 9, 10]. Щодо механізмів захоплювачів, в основі яких лежать схеми кривошипно-повзункових прямолінійно-напрямних механізмів, то їх раціональний метричний синтез за певними критеріями практично не досліджений.

Важливо, що для уникнення додаткових динамічних навантажень кінематичний синтез напрямних механізмів захоплювачів потрібно вести в напрямі пошуку сталої швидкості затискних елементів на затиску. Тому проектування механізмів захоплювачів, що забезпечують постійне зусилля затискання об'єктів різної товщини зі сталою потужністю приводу та мінімальними енергетичними витратами і побудованих на основі прямолінійно-напрямних механізмів, доцільно виконувати за критерієм енергетичного індексу передачі руху (ЕІПР) [11]:

$$\frac{V_{вих}}{V_{вх}} = |U_V| \sim 1.$$

Як відомо механізми без надлишкових зав'язків [12, 13] мають суттєві переваги над іншими механізмами. Такі механізми статично визначені, в них не виникають додаткові реакції, що не обумовлені дією зовнішнього технологічного навантаження; вони мало чутливі до незначного відхилення розмірів ланок механізму і станини, їх пружних деформацій під дією технологічного й монтажного навантаження, тому легко збираються і не потребують підгону й обкатки; вони не схильні до утворення зазорів й зношування кінематичних пар; мають нижчу вартість експлуатації, вищу надійність й коефіцієнт корисної дії. Проектування й модернізація механізмів захватів за схемами без шкідливих НЗ гарантує отримання більш надійного і ефективного самоустановлювального механізму.

Багаточисельні дослідження різних схем і конструкцій захватів різного призначення [6, 7, 14, 15] дозволили напрацювати корисні ре-

комендації з проектування таких механізмів й спрогнозувати тенденції розвитку [16]. Однак проектування схем механічних захватних пристроїв не часто супроводжується структурним аналізом й синтезом механізму. Зазвичай конструктор обмежується обчислюванням числа ступенів свободи механізму, а найважливіший структурний параметр будь-якого механізму – надлишкові зв'язки, залишаються не визначеними і не виконані дії щодо їх усунення.

Структурні параметри механізмів захватів змінюються на різних етапах роботи, тому структурний аналіз проводять двічі - до та після затиску об'єкта маніпулювання затискними елементами захвату.

Пошук й усунення шкідливих НЗ в окремих механізмах захватів виконаний у роботах [17, 18, 19], комплексне проектування схеми захоплювального пристрою представлено в роботах [11, 20].

Мета роботи полягає у виконанні кінематичного синтезу схем прямолінійно-напрямних механізмів центрального кривошипно-повзункового захоплювального пристрою за критерієм енергетичного індексу передачі руху із обмеженням припустимими кутами тиску в кінематичних парах і найменшим відхиленням траєкторії руху затискних елементів від прямолінійності на ділянці наближення.

Провести структурний аналіз спареного паралелограмного кривошипно-повзункового захоплювального пристрою, як механізму змінної структури з визначенням кількості і розташування надлишкових зв'язків у внутрішніх і зовнішніх контурах схеми механізму та запропонувати способи їх зменшення.

Виклад основного матеріалу. 1. Кінематичний синтез схем за енергетичним індексом передачі руху. Відомий напрямний механізм на основі «еліптичного правила» (рис.1) з відношеннями довжин ланок в одиницях довжини кривошипа $\sigma = AB/OA = 1,37$, $\gamma = AC/OA = 2,27$ [2]. Рух точки С тільки на окремій ділянці траєкторії наближається до прямої лінії і за постійної швидкості ведучої ланки, прийнятої за одиницю, ЕІПР може бути оцінений як відхилення від одиниці на ділянці наближення. Кінематичні характеристики схеми визначені методами аналітичної кінематики.

Координати точки А кривошипа для одиничного кривошипу $OA=1$

$$x_A(\varphi) = \cos \varphi; \quad y_A(\varphi) = \sin \varphi. \quad (1)$$

Координати точки В

$$x_B(\varphi) = x_A(\varphi) + \sqrt{\sigma^2 - (\sin \varphi)^2}; \quad y_B = 0. \quad (2)$$

Координати точки С:

$$x_C(\varphi) = x_A(\varphi) + (x_A(\varphi) - x_B(\varphi)) \frac{\gamma}{\sigma}$$

$$y_C(\varphi) = y_A(\varphi) \left(1 + \frac{\gamma}{\sigma}\right) \quad (3)$$

Проекції швидкості точки А кривошипу на осі

$$V_{x_A} = -\omega \cdot OA \cdot \sin \varphi; \quad V_{y_A} = \omega \cdot OA \cdot \cos \varphi,$$

для одиничного кривошипу й одиничної кутової швидкості $\omega = 1$
 проєкції аналогів швидкості

$$V_{x_A}(\varphi) = -\sin \varphi; \quad V_{y_A}(\varphi) = \cos \varphi. \quad (4)$$

$$v_A(\varphi) = \frac{V_{y_A}(\varphi) \cdot y_A(\varphi)}{\sqrt{\sigma^2 - (\sin \varphi)^2}}. \quad (5)$$

Швидкість повзуна:

$$V_B(\varphi) = V_{x_A}(\varphi) + v_A(\varphi). \quad (6)$$

Проекції аналогів швидкості точки С шатуна на осі визначимо за формулами:

$$V_{x_C}(\varphi) = V_{x_A}(\varphi) + (V_{x_A}(\varphi) - V_B(\varphi)) \frac{\gamma}{\sigma}$$

$$V_{y_C}(\varphi) = V_{y_A}(\varphi) \left(1 + \frac{\gamma}{\sigma}\right).$$

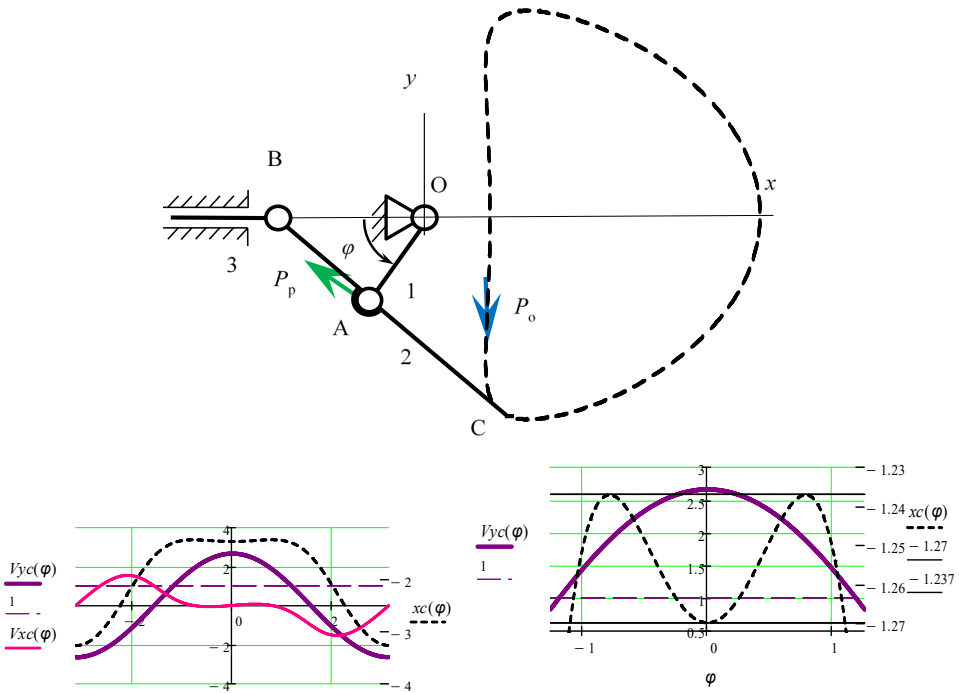


Рисунок 1 - Кінематична схема і графіки зміни кінематичних параметрів прямолінійно-напрямного центрального кривошипно-повзункового механізму з подовженим шатуном

Засобами MathCad за отриманими залежностями виконано моделювання кінематичних параметрів механізму. Точність наближення оцінена різницею $2E$ між екстремальними значеннями координати x_C на ділянці наближення, яка складає $2E = 1,27 - 1,2372 =$

0,033, що не більша 3,3% довжини найменшої ланки схеми (кривошипа 1). Проекція аналога швидкості V_{x_C} на цій ділянці мало відхиляється від нуля, тому прийнято $V_{y_C} = V_C$. При взятій одиничній лінійній швидкості точки А ведучої ланки ($V_A = 1$) ЕПР приймає значення V_{y_C} , яке на ділянці наближення значно відхиляється від одиниці (1,1...2,7), і за цим критерієм схема не може бути прийнятною. Крім того, ця швидкість змінна, що погіршує динамічні показники експлуатації механізму. Схема з ведучим повзуном на ділянці наближення реалізована бути не може через недопустимі кути тиску.

Кінематичний синтез такого механізму захоплювача розглянутий у роботі [21], який виконаний засобами MathLab за чотирма критеріями оптимізації (індекс захоплювання, показники маси, пришвидшення і швидкості) і привів дослідників до схеми прямого механізму. Однак, як видно, схема не задовольняє вимогам індексу ЕПР.

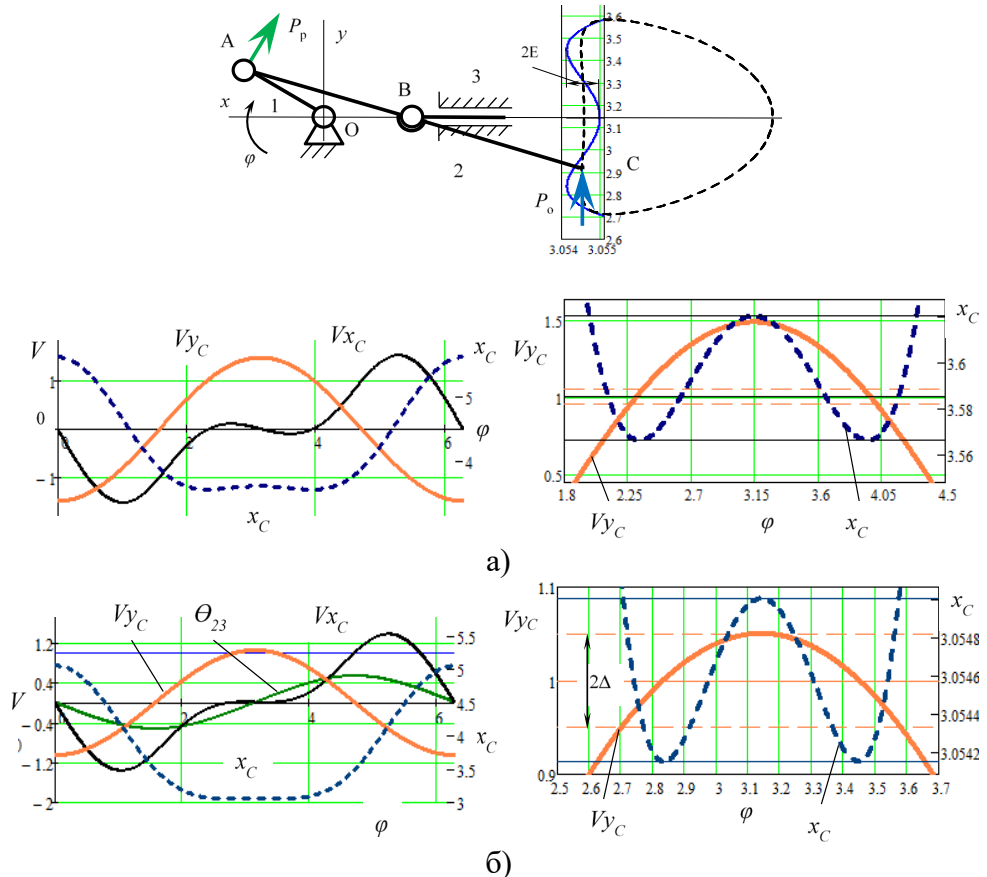


Рисунок 2 - Кінематична схема і графіки зміни кінематичних параметрів прямолінійно-напрямого центрального кривошипно-повзункового механізму з подовженим шатуном за повзунок: а) з параметрами $\sigma = 1,86$, $\gamma = 2,76$; б) з оптимальними параметрами

Розглянемо іншу можливу схему прямолінійно-напрямого центрального кривошипно-повзункового механізму з подовженим шатуном напрямком за повзун (рис.2). У роботі [2] представлений такий механізм з відносними розмірами $\sigma = AB/OA = 1,86$, $\gamma = AC/OA = 2,76$. Тут також рух точки С лише на окремій ділянці траєкторії наближається до прямої лінії, і ЕППР оцінимо як відхилення від одиниці на ділянці наближення. За залежностями (1) – (3) визначасмо координати точок А і В, координати точки С визначимо як:

$$x_C(\varphi) = \frac{\gamma \cdot x_A(\varphi) - (\gamma + \sigma)x_B(\varphi)}{\sigma}$$

$$y_C(\varphi) = \frac{\gamma \cdot y_A(\varphi)}{\sigma}. \quad (7)$$

За залежностями (5) – (6) визначимо відповідні швидкості.

Проекції швидкості точки С вихідної ланки визначимо за формулами:

$$V_{x_C}(\varphi) = \frac{\gamma \cdot V_{x_A}(\varphi) - (\gamma + \sigma)V_{x_B}(\varphi)}{\sigma}$$

$$V_{y_C}(\varphi) = \frac{\gamma \cdot V_{y_A}(\varphi)}{\sigma}. \quad (8)$$

Математичним моделюванням побудовані симетрична шатунна крива крайньої точки шатуна С, відповідні швидкості точок механізму та необхідні параметри оцінки ЕППР на ділянці наближення. Для цієї схеми точність наближення дорівнює $2E = 3,62 - 3,57 = 0,05$, яка зменшалась порівняно з попередньою схемою і складає 5 % довжини кривошипа. Проте значно збільшилася довжина ділянки наближення, що розширює можливості схеми. Як бачимо, проекція швидкості V_{x_C} на цій ділянці мало відрізняється від нуля, тому ЕППР можна взяти рівним V_{y_C} , який змінюється за законом косинуса. Однак схема задовольняє прийнятому симетричному відхиленню $\Delta = 5\%$ від критерію ЕППР тільки на двох нетривалих ділянках наближення, а на більшій частині зони наближення значно відхиляється від одиниці (0,72...1,48), і тому теж не може бути прийнятною.

Подальший синтез за залежностями (1) – (3), (5) – (8) дозволив отримати єдині значення параметрів σ й γ , що задовольняють прийнятому відхиленню критерію ЕППР на ділянці наближення. Як, видно, з рисунка 2, суттєво зросла точність наближення ($2E = 3,055 - 3,05415 = 0,00085$), хоча незначно скоротилася довжина ділянки наближення, а величина ЕППР не виходять за межі $\pm 5\%$ відхилення від одиниці.

Додаткові обмеження синтезу здійснює дотримання припустимої величини кутів тиску, які в деяких положеннях механізму можуть виходити за межі дозволених. Значення кута тиску в поступальній парі повзун–напрямна дорівнює куту нахилу шатуна, який визначимо за залежністю (9), його допустиме значення прийнято [10] $[\theta_{23}] \leq \pi/6$:

$$\theta_{23}(\varphi) = \arcsin[(\sin \varphi) / \sigma] \quad (9)$$

Як, видно, з графіка (рис. 2), у всьому діапазоні роботи механізму допустиме значення не перевищене, а максимальне його значення досягається за кута $\varphi = \pi/2$ й дорівнює $\theta_{23} = 0,52$ р.

У такому механізмі затискання в діапазоні кута повороту кривошипа $2,72$ р $< \varphi < 3,56$ р, що відповідає руху затискних елементів на ділянці наближення, сила затискання об'єкта буде сталою та рівною номінальній рушійній силі приводу у всьому діапазоні товщин деталей, які затискають.

Характер кривих (рис. 2) показує, що збільшення довжини ділянки наближення, відповідно і кута експлуатації механізму, відбувається в разі збільшення допустимого відхилення Δ й дозволяє виконати пошук єдиного рішення для симетричного відхилення від $U_V = 1$.

З урахуванням оптимальних параметрів схеми може бути спроектований одинадцятиланковий стрижньовий механізм захоплювача на основі спареного паралелограмного центрального кривошипно-повзункового механізму з ведучим кривошипом. Ведучі кривошипи 1 і 6 (рис. 3,а) синхронно впливають на шатуни 2 і 7, які подовжені за повзуни 3 і 8, що рухаються в напрямних станини. На кінці шатунів шарнірно закріплені ланки 5 і 10, що містять затискні елементи захоплювача. Додані ланки 4 й 9 утворюють паралелограм і забезпечують прямолінійний рух затискних елементів захоплювача. Паралелограмні вантажозахватні механізми мають підвищену вантажопідйомність, а об'єктом маніпулювання є найчастіше деталі призматичної форми.

При затисканні об'єктів різної товщини орієнтація та положення затискних елементів захоплювача залишаються незмінними й збігаються з центром захоплювача, який переміщується прямолінійно вздовж поперечної осі. Використання такого захоплювача може бути прийнятним не тільки для переміщення, але й для базування об'єкта маніпулювання.

У складі механізму захоплювача є тільки двоповідкові структурні групи, механізм має станину, й більшість кінематичних пар є нижчими обертальними, що мають вищу надійність експлуатації.

2. Структурний аналіз. Пошук й усунення надлишкових зв'язків. Виконаний у попередньому розділі геометричний синтез механізму захоплювального пристрою за критерієм енергетичного індексу передачі руху з визначенням оптимальних параметрів такого механізму повинен бути завершений структурним аналізом схеми з пошуком й усуненням надлишкових зав'язків(НЗ), які потенційно можуть бути утворені при поверхневому прекуванні.

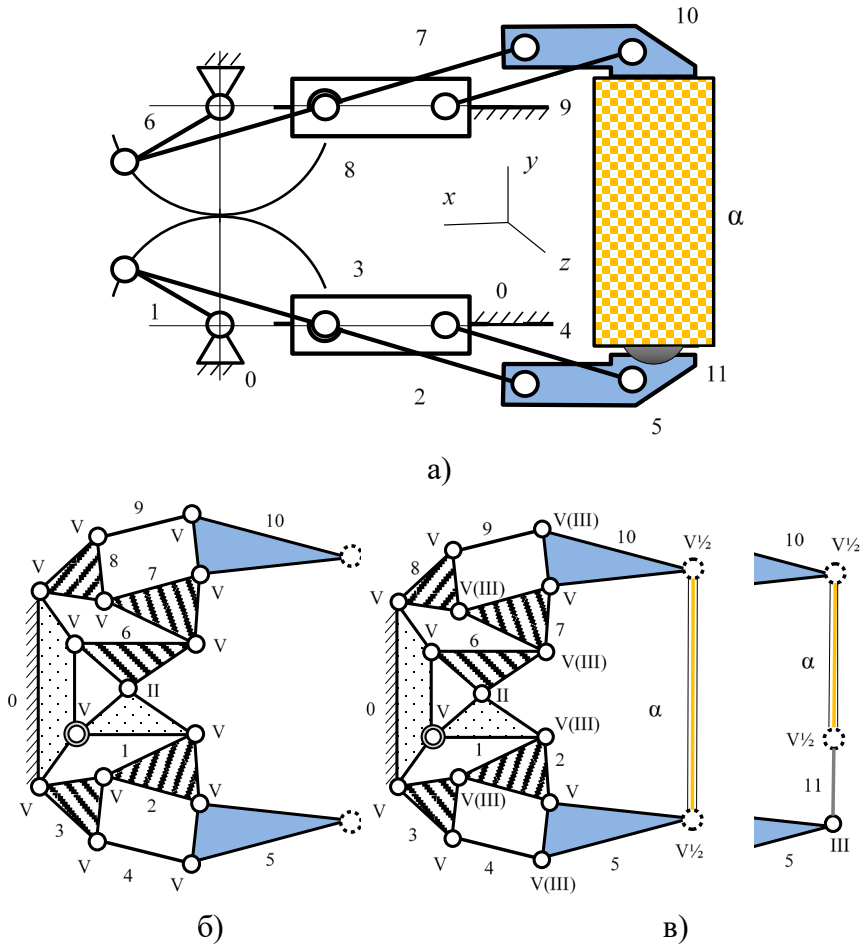


Рисунок 3 - Кінематична(а) і структурні (б, в) схеми спареного прямолінійно-напрямого центрального кривошипно – повзункового механізму захоплювального пристрою на різних етапах його роботи: б – до затиску об’єкта маніпулювання; в – об’єкт затиснутий

Механізм захоплювального пристрою є механізмом змінної структури, й тому його структурне дослідження проводиться для кожного стану окремо з використанням зовнішніх та внутрішніх структурних формул. За цими залежностями відокремлюються внутрішні ті зовнішні надлишкові зв’язки.

Структурний аналіз із визначенням НЗ виконують не за кінематичною схемою, а побудованій на її основі структурною схемою [12], за схемою з використанням графів [22], теорії гвинта [23], табличним способом [13], методом матроїдів [24] або матричним методом Девіса [23]. Пласкою структурною схемою може бути зображений любий механізм, у тому числі й просторовий [12].

Структурний аналіз хватного пристрою (рис. 3, а), побудованого на основі вище розглянутого механізму (рис. 2),

виконаний у два етапи за допомогою метода Озолса. З багатьох структурних формул [13] зручно користуватися формулою Озолса [12]

$$q = W + 6k - f, \quad (10)$$

яка дозволяє з'ясувати наявність НЗ і їх розташування за контурами механізму. Тут q - число НЗ, W - число ступенів свободи механізму, k - кількість незалежних контурів, f - загальна рухливість кінематичних пар.

Перший етап – об'єкт маніпулювання не затиснутий. Складна симетрична одношарова напіввідкрита з сімома базовими ланками структурна схема механізму (рис. 3, а) має десять рухомих ланок ($n - 1 = 10$), п'ятнадцять з'єднань ($p = 15$) і п'ять контурів ($k = 5$, п'ятого класу). Правильність побудови структурної схеми перевіримо основною геометричною залежністю $p = n + k - 1$ ($15 = 11 + 5 - 1$).

Число ступенів свободи визначимо формулою [12]

$$W = c + b + d, \quad (11)$$

де c - число основних рухомостей (відповідає числу рушійних сил), b - число додаткових рухомостей (з урахуванням місцевих), d - число динамічних зв'язків. В механізмі одна ведуча ланка і одна рушійна сила, тому $c = 1$, додаткових рухомостей й динамічних зв'язків в схемі немає $b = d = 0$, тому $W = 1$. В схемі 14 однорухомих пар V класу й одна чотирьохрухома пара II класу (зубчаста передача) і загальна рухливість усіх 15 кінематичних пар складе $f = 14 \cdot 1 + 1 \cdot 4 = 18$.

За формулою (10) число НЗ складе $q = 1 + 6 \cdot 5 - 18 = 13$. Симетрична схема має чотири топологічно однакових контури, в яких утворюються по три НЗ. Ще один НЗ знаходиться в контурі 0-1-6. Можлива непаралельність й перекис осей шарнірів і повзуна у контурах основних механізмів (0-1-2-3, 0-6-7-8) та паралелограмів (2-3-4-5, 7-8-9-10) створює внутрішнє скручування і вигин шатунів, і ці деформації будуть викликані не дією зовнішньої сили, а дією НЗ. Один НЗ в контурі зубчастої передачі 0-1-6 потребує точної паралельності осей шарнірів коліс.

Залишення більшості НЗ в схемі викличе натяги при складанні механізму, а при роботі – зношування та утворення зазорів у зчленуваннях.

Зменшення кількості НЗ може бути досягнуте збільшенням рухливостей кінематичних пар. На структурній схемі у дужках (рис. 3, в) позначені рекомендовані для заміни класи кінематичних пар, які не складні до виконання й дозволяють позбавитися НЗ у внутрішніх контурах. Для позбавлення НЗ в контурі із зубчастою передачею її можливо виконати з діжкоподібним зубом, що зменшить клас пари до першого. Сполуки подовжених шатунів 2 й 7 з кривошипамі 1 і 6 та повзунами 3 і 8 виконані сферичними шарнірами III класу, а шарніри, якими вони сполучаються із затискними елементами 5 і 10 залишені однорухомими V класу. З'єднання коромисел 4 й 9 з повзунами 3 і 8

також виконані сферичними шарнірами III класу. У такій покращеній схемі загальна рухомість всіх пар тепер складе $f = 8 \cdot 1 + 6 \cdot 3 + 1 \cdot 5 = 31$, а внутрішні НЗ в схемі тепер відсутні $q = 1 + 6 \cdot 5 - 31 = 0$.

Другий етап – об'єкт маніпулювання затиснутий. Структура механізму змінилася (рис. 3, в) й накладені зовнішні в'язи між затискними елементами та об'єктом маніпулювання. При затисканні між об'єктом та затискними елементами накладаються зовнішні зв'язки, тому згідно [12], розглянемо два стани механізму: ізольовано від зовнішніх тіл, з якими він має зовнішні в'язи (ізольовано від об'єкта маніпулювання) і в робочому стані, коли діють зовнішні в'язи (об'єкт затиснутий). При діючих додатково накладених зовнішніх в'язях механізм має робочу рухомість W_p , при усунених зовнішніх в'язях механізм має фактичну рухомість W_ϕ . Робоча рухомість W_p менша за фактичну W_ϕ на кількість накладених зовнішніх в'язів. Одне положення механізму відповідає стану, коли об'єкт затиснутий, інше – вільному від об'єкта маніпулювання.

Для більш точного підрахунку кількості зовнішніх НЗ у механізмі із зовнішніми й неутримуючими в'язями використовується скорегована [19] зовнішня структурна формула:

$$q_a = S_a - [(W_\phi - W_p) + W_a - S_{ai}], \quad (12)$$

тут q_a – число зовнішніх НЗ, W_a – зменшення рухомостей зовнішніх тіл від дії зовнішніх в'язів, S_a – число зовнішніх в'язів, S_{ai} – число зовнішніх в'язів, які одночасно позбавляють рухливості зовнішнє тіло і усувають основну рухомість механізму [19].

Після затиску об'єкту маніпулювання α механізм і зовнішнє тіло повністю втрачають рухомість $W_p = 0$ і в схемі утворюється ще один незалежний контур 1-2-5- α -10-7-6. Якщо затискні елементи пласкі, а тертя між ними й об'єктом захвату достатнє і він не може рухатися відносно механізму, то у зовнішніх парах 5- α і 10- α за цих умов накладаються в'язі $V^{1/2}$ класу, де одна геометрична в'язь здійснює одnobічне обмеження руху вздовж вісі y . Ще дві геометричні в'язі дозволяють передати 2 моменти навколо вісей z і x , та три голономних фрикційних в'язі [25], що передають 2 сили вздовж осей z і x і момент навколо вісі y . $S_{ai} = 1$ – одна загальна в'язь одночасно позбавляє рухливості об'єкт маніпулювання і усуває основну рухомість механізму.

Кількість зовнішніх НЗ за залежністю (12) складе: $q_a = 11 - [(1-0) + 6 - 1] = 5$, з них три НЗ обмежують передачу сил уздовж осей x і z й передачу моменту навколо осі y та утворюються фрикційними голономними в'язями. Було б достатньо, щоб ці фрикційні в'язі накладав один затискний елемент захвату. Решта два, з виявлених зовнішніх НЗ, вимагають дотримання у двох взаємно перпендикулярних площинах паралельності поверхонь затискних елементів і бічних поверхонь об'єкту. Для їх нейтралізації без зміни

форми контактуючих поверхонь доцільно введення в схему розвантажувального з'єднання, яке компенсує можливі перекося при затиску об'єкта. Таким з'єднанням може бути сферична пара 5 –11 (рис. 3, в, праворуч), після введення якої її самовстановлення компенсує можливу непаралельність бічних сторін об'єкту. Ці НЗ особливо небезпечні тим, що їх дія при затисканнях має багаторазовий динамічний характер і створює два реактивних моменти, які не викликані дією сил затиску.

Структурна схема механізму захвата, яка позбавлена шкідливих НЗ представлена на рис. 3, в. Фактична рухомість механізму перед накладенням зовнішніх в'язів і після введення розвантажувального з'єднання складе $W_{\phi}=1+3=4$, де до основної рухомості додаються три місцевих рухливості ланки 11. Кількість зовнішніх НЗ суттєво зменшалась $q_a = 12 - [(4-0)+6]=2$, а залишені два голономних зовнішніх НЗ, що подвійно обмежують переміщення об'єкта затиску за двома координатами у площині zOy , не шкідливі - зменшують питомий тиск контакту та підвищують вантажопідйомність механізму захвата.

Виконаний за запропонованою поліпшеною схемою захоплювальний пристрій, де внутрішні НЗ відсутні, а кількість зовнішніх надлишкових зв'язків мінімальне, має безумовно, більш високу надійність експлуатації.

Висновки. Проведений якісний і кількісний аналіз різних схем центральних прямолінійно-напрямних кривошипно-повзункових механізмів за критерієм енергетичного індексу передачі руху, а також виконано оптимальний синтез захоплювального пристрою за результатами проведеного аналізу.

Запропоновано практичні рекомендації щодо вибору схеми, розташування ланок механізму, коефіцієнтів їх відносних розмірів для центрального прямолінійно-напрямого кривошипно-повзункового механізму захоплювача.

Виконаний енергетичний синтез геометричних параметрів прямолінійно-напрямних кривошипно-повзункових механізмів захоплювального пристрою за критерієм найменшого відхилення від одиниці швидкісної функції.

У результаті аналізу відомих схем центральних прямолінійно-напрямних кривошипно-повзункових механізмів визначено схему, яка найбільш відповідає критерію енергетичного індексу передачі руху на прямолінійній ділянці наближення. Для цієї схеми і побудованого на її основі механізму захоплювача існують значення відносних параметрів довжин ланок і діапазон повороту кривошипа, за яких відхилення від критерію оптимізації мінімальне й задовольняють обмеження за кутами тиску.

Проведений структурний аналіз захоплювального пристрою виконаного на основі спареного кривошипно-повзункового механізму

змінної структури з внутрішніми та зовнішніми в'язями. Здійснений поконтурний аналіз, пошук й усунення у внутрішніх контурах та зменшення кількості шкідливих надлишкових зв'язків у зовнішньому контурі механізму.

Розроблені практичні рекомендації щодо зміни рухливостей кінематичних пар для усунення всіх надлишкових зв'язків у внутрішніх контурах та введення самоустановлювального розвантажувального з'єднання у зовнішній контур механізму.

Список використаних джерел

1. Механика промышленных роботов: учеб. пособие для вузов: в 3 кн. Кн. 2: Расчет и проектирование механизмов / Е. И. Воробьев, О. Д. Егоров, С. А. Попов. М: Высшая школа, 1988. 367 с.
2. Артоболовский И. И. Механизмы в современной технике: в 7 т. М: Наука, 1971. т. 2 : Рычажные механизмы. 560 с.
3. Кожевников С. Н., Есипенко Я. И., Раскин Я. М. Механизмы. Москва : Машиностроение, 1965. 1059 с.
4. Крайнев А. Ф. Словарь-справочник по механизмам. М: Машиностроение, 1987. 560 с.
5. Боренштейн Ю. П. Исполнительные механизмы захватывающих устройств. Ленинград : Машиностроение, 1982. 302 с.
6. Челпанов И. Б., Колпашников С. Н. Схваты промышленных роботов. Ленинград : Машиностроение, 1989. 287 с.
7. Monkman G. J., Hesse S., Steinmann R., Schunk H. Robot grippers. Weinheim: Wiley-VCH, 2007. 463 p. DOI: <https://doi.org/10.1002/9783527610280>
8. Кіницький Я. Т., Харжевський В. О., Марченко М. В. Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки на базі напрямних механізмів: монографія. Хмельницький, 2013. 432 с.
9. Кіницький Я. Т., Міняйло П. В. Кінематика важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки, одержаних на базі прямолінійно-напрямого кривошипно-повзунного механізму. Вісник ХНУ. 2017. Iss. 3. С. 14–17.
10. Кіницький Я. Т., Трасковецька Л. М., Міняйло П. В. Дослідження якісних кінематичних характеристик важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки, одержаних на базі прямолінійно-напрямого кривошипно-повзунного механізму. Вісник ХНУ. 2018. Iss. 3. С. 12–15.
11. Погребняк Р. П. Структурний аналіз і кінематичний синтез спареного стрижньового кулісного механізму захвата робота. Підйомно-транспортна техніка. 2017. № 4 (56). С. 57–66.
12. Озол О. Г. Основы конструирования и расчета механизмов. Рига: Звайгзне, 1979. 360 с.
13. Reshetov L. Self-Aligning Mechanisms: Reference book. Transl. from Russian by L. Sachs. Moscow: Mir, 1986. 528 p.

14. Robot Grippers (International trends in manufacturing technology). Ed. by Pham D. T., Haginbotham W. B. Bedford: IFS, 1986. 443 p.
15. Shintake J., Cacucciolo V., Floreano D., Shea H. Soft Robotic Grippers. *Advanced Materials*. 2018. P. 1–33. DOI: [https://doi: 10.1002/adma.201707035](https://doi.org/10.1002/adma.201707035)
16. Tai K., El-Sayed A.R., Shahriari M., Biglarbegian M., Mahmud S. State of the Art Robotic Grippers and Applications. *Robotics*. 2016. Vol. 5. Iss. 11. P. 1–20. DOI: [https:// doi:10.3390/robotics5020011](https://doi.org/10.3390/robotics5020011)
17. Погребняк Р. П. Повторювані зв'язки у схемах стрижньового повзунно-шатунного механізму захоплювального пристрою. *Наука та прогрес транспорту*. 2018. № 4 (76). С. 81–88. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2018/140547>
18. Погребняк Р. П. Пошук та усунення надлишкових зв'язків у захоплюючих пристроях (захоплювачах) механізмів маніпуляторів. *Металургійна і гірничорудна промисловість*. 2015. № 7 /296. С. 91–95.
19. Pogrebnyak R. P. Structural analysis and rational design parallelogram arm gripping device. *Theory and practice steel industry*. 2015. № 1/2. С. 123–125.
20. Погребняк Р. П. Структурний аналіз і кінематичний синтез стрижньового кулісного механізму захвата. *Підйомно-транспортна техніка*. 2017. № 2(54) С. 47–56.
21. Lanni C., Ceccarelli M. An Optimization Problem Algorithm for Kinematic Design of Mechanisms for Two-finger Grippers. *The Open Mechanical Engineering Journal*. 2009. Vol. 3. Iss. 1. P. 49–62.
22. Lu, Yi, Ye, NJ, Lu, Yang. Analysis and determination of associated linkage, redundant constraint, and degree of freedom of closed mechanisms with redundant constraints and/or passive degree of freedom. *ASME Journal of Mechanical Design*. 2012. Vol. 134. Iss. 6. P. 1–9. DOI: [https://doi: 10.1115/1.4006525](https://doi.org/10.1115/1.4006525)
23. Davies T. Freedom and constraint in coupling networks. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2006. Vol. 220, No. 7. P. 989–1010. DOI: [https://doi: 10.1243/09544062C09105](https://doi.org/10.1243/09544062C09105)
24. Carboni A.P., Simas H., Martins D. Analysis of Self-aligning Mechanisms by Means of Matroid Theory. In *Multibody Mechatronic Systems*. MuSMe 2017. Mechanisms and Machine Science, Springer, Cham. 2017. Vol 54. P. 61–73. DOI: [https:// doi.org/10.1007/978-3-319-67567-1_6](https://doi.org/10.1007/978-3-319-67567-1_6)
25. Schlenoff C., Balakirsky S., Christensen H. Robust grasp preimages under unknown mass and friction distributions. *Integrated Computer-Aided Engineering*. 2018. Vol. 25. Iss. 2. P. 99–110. DOI: [https://doi: 10.3233/ICA-180568](https://doi.org/10.3233/ICA-180568)

RATIONAL KINEMATIC SYNTHESIS AND STRUCTURAL ANALYSIS OF THE GUIDE BEARING CENTRAL SLIDE-CRANK MECHANISM OF THE GRIPPING DEVICE

Pohrebniak R.

Dnipro State Agrarian and Economic University

***Abstrakt.** The design of mechanisms with different gripping devices providing a constant clamping force of objects of various thicknesses with a constant drive power and minimal energy costs can be performed by the criterion energy index of motion transfer (EIMT). On its basis the analysis of the known straight-guiding central crank-slider mechanisms with an extended connecting rod is carried out according to the criterion of the smallest deviation from the one EIMT. It was found that the practical use of main part of these mechanisms according to this criterion is extremely limited or impossible. Using optimized synthesis of kinematic equations, it was obtained the only values of the relative parameters and the rotation ranges of the leading crank for the straight-guiding central crank-slider mechanism with an extended connecting rod that best meet the optimization criterion and satisfy the restrictions for pressure angles. Based on the optimal parameters of the straight-guiding central crank-slider mechanism a paired parallelogram eleven-link mechanism is proposed that provides the rectilinear movement of the gripping elements with a constant speed and constant clamping force which is equal to the nominal driving force of the drive.*

Practical recommendations are suggested for choosing a scheme, relative sizes and arrangement of links of the straight-guiding central crank-slider mechanism of the gripping mechanism that corresponds to the requirements of the optimization criterion and limits of the permissible pressure angles.

Structural analysis of the coupled crank-slider mechanism of the gripping device as a mechanism of a variable structure with internal and external connections. It is performed contour analysis, search and elimination of useless repeated connections in the internal and external contour of the mechanism. Reduced number of harmful repetitive connections in the external contour of the mechanism. Practical recommendations have been developed on changing the mobilities of kinematic pairs to eliminate all repeated connections in the internal contours of the mechanism. To reduce the number of harmful repeated connections, the introduction of a self-aligning unloading connection into the external contour of the mechanism is proposed.

Keywords: *mechanical gripping device; guiding mechanism; energy index of motion transfer; pressure angle; mobility of mechanism; repeated connections; external connections*