

УДК 621.01

DOI: 10.15276/pidtt.2.70.2025.02

Погребняк Р. П.

Дніпровський державний аграрно-економічний університет

САМОВСТАНОВЛЮВАЛЬНІ КРИВОШИПНО-ПОВЗУНКОВІ МЕХАНІЗМИ ЗАХОПЛЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ

Анотація. Механізми без надлишкових зв'язків, в тому числі і механізми захватів, більш надійні, мають вищий коефіцієнт корисної дії експлуатації та статично визначені. Конструювання таких механізмів без проведення ретельного структурного аналізу утруднено.

Виконаний структурний аналіз спарених паралелограмних схем захоплювальних пристроїв, які побудовані на основі центрального й дезаксіального кривошипно-повзункових механізмів і мають змінну структуру із зовнішніми одnobічними неутримуючими в'язями. Визначено кількість внутрішніх і зовнішніх надлишкових зв'язків в контурах механізмів на різних етапах їх функціонування. Визначено їхнє розташування в контурах й запропоновані дії для їх усунення у внутрішніх контурах та зменшення кількості шкідливих надлишкових зв'язків у зовнішньому контурі механізмів.

Розглянуте усунення фрикційних надлишкових зв'язків у зовнішньому контурі механізмів шляхом зміни форм контактуючих поверхонь затискних елементів захвата.

Ключові слова: рухомість механізму; надлишкові зв'язки; зовнішні зв'язки, одnobічні в'язи

Постановка проблеми. Механізми, що спроектовані і виконані без повторювальних (надлишкових) зв'язків (НЗ) в контурах, в тому числі і захоплювальні (захватні, захвати, захоплювачі) механізми, як відомо, більш надійні в експлуатації та мають вищий к.к.д. Ефективна працездатність механізмів захватів, як і надійність будь-яких механізмів, суттєво залежить від правильності побудови механізму, вдалого пошуку та усунення шкідливих НЗ.

Найважливіші переваги механізмів без НЗ [1, 2] над механізмами, що їх мають в своєму складі, наступні: механізми без НЗ статично визначені, тобто в кінематичних парах таких механізмів не виникають реакції, крім тих, що викликані дією зовнішнього навантаження; такі механізми легко збираються і не потребують підгону й обкатки, вони не чутливі до незначного відхилення розмірів ланок механізму і станини; в таких механізмах рідше утворюються зазори і незначне зношування кінематичних пар; вони мають вищу надійність і нижчу вартість

експлуатації. При пружних деформаціях під дією навантаження, температурних деформаціях або похибках виготовлення, НЗ створюють значні додаткові зусилля в рухомих з'єднаннях, які можуть виявитися настільки значними, що механізм заклинюється або руйнується. Тому для отримання більш ефективного й надійного захоплювального механізму його проектування доцільноздійснювати за схемами, які позбавлені шкідливих НЗ. Такі механізми ще називають самоустановлювальними.

Захватні пристрої мають невелику кількість ланок з переважно однорухомими кінематичними парами, індивідуальний привод і, зазвичай, одну основну рухомість.

Проектування різних схем і конструкцій захватів різного призначення передбачає етапи обов'язкового кінематичного й кінетостатичного розрахунків, компоновання і конструювання, а етап структурного аналізу й синтезу механізму зазвичай не передбачається. Якщо структурний аналіз і виконується, то найчастіше він обмежується обчислюванням числа кінематичних пар, ланок та ступенів свободи механізму. Структурний параметр, що визначає ефективність роботи будь-якого механізму – наявність у схемі надлишкових зв'язків – залишається не визначеним, а, отже, і не застосовуються дії щодо їхнього зменшення.

Аналіз публікацій по темі досліджень. Дослідниками запропоновані багаточисельні схеми й конструкції механізмів захватів різного призначення, спрогнозовані тенденції і стратегії розвитку та розроблені рекомендації з їх проектування, в тому числі і для машин аграрного виробництва [3].

Дослідження структури механізмів останніх років з пошуком й усуненням шкідливих НЗ в окремих механізмах трубоправильних машин, паливного насосу, рульових механізмів виконані в роботах [4 - 6].

Мета роботи – провести структурний аналіз центрального і дезаксимального спарених паралелограмних кривошипно-повзункових механізмів захоплювальних пристроїв з ведучим повзунком, які є механізмами змінної структури із зовнішніми неутримуючими зв'язками. Також потрібно визначити кількість і розташування НЗ у внутрішніх і зовнішніх контурах схем механізмів та запропонувати способи їх зменшення.

Виклад основного матеріалу. Паралелограмні захоплювальні механізми мають підвищену вантажопідйомність і якщо об'єктом маніпулювання є деталі призматичної форми, то затискні елементи не потребують спеціального профілювання. У найбільш поширених механізмах захватів із паралельними та спареними механізмами зазвичай велика кількість НЗ у внутрішніх та зовнішніх контурах і змінна структура.

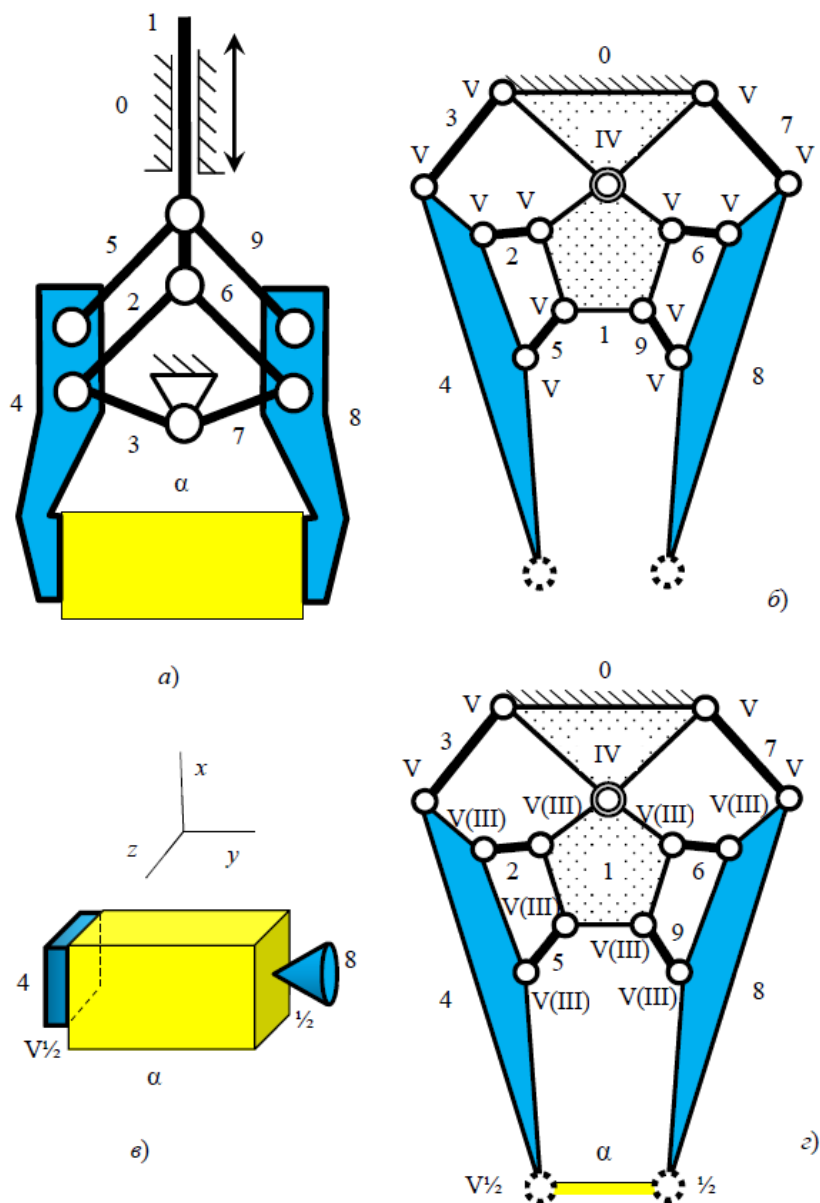


Рисунок 1 - Кінематична і структурні схеми спареного центрального кривошипно-повзункового механізму захвата з ведучим повзунком на різних етапах його роботи

Для виявлення та усунення внутрішніх та зовнішніх НЗ зручно застосувати методику узагальненої структурної теорії [1].

Поконтурне визначення НЗ проводимо за побудованою на основі кінематичної структурною схемою, де арабськими цифрами позначені ланки, а римськими – клас (число зв'язків) кінематичних

пар.

Десятиланковий стрижньовий механізм захвату (рис. 1, а) побудований на основі спареного паралелограмного центрального кривошипно-повзункового механізму з ведучим повзунком. Перевага схеми в тому, що більшість кінематичних пар в ній - обертальні, поступальна пара 0-1 тільки одна, яка легко реалізується пневмо- або гідроприводом. Ведучий повзунок 1 утворює ведучу пару зі стійкою 0 і впливає на хитуні 2 і 6, які з'єднані з коромислами 3 і 7. На кінці хитунів шарнірно закріплені ланки 4 й 8, що містять затискні елементи захвату. Додані діади 4–5 та 8–9 утворюють паралелограми і забезпечують плоский рух затискних елементів захвату.

Механізми захватів є механізми змінної структури, мають різні параметри схеми в різних станах функціонування і тому їх структурний аналіз потрібно проводити для кожного стану. Для захоплювальних пристроїв таких станів два: до затиску об'єкта маніпулювання затискними елементами захвату, коли накладені тільки внутрішні в'язі і після накладання зовнішніх в'язей в стані захоплення об'єкту.

Перший стан – до затиску об'єкту маніпулювання. Одношарова симетрична складна напіввідкрита з чотирма базовими ланками структурна схема механізму (рис. 1, б) складається з дев'яти рухомих ланок, тринадцяти з'єднань (у тому числі 5 складних шарнірів) і чотирьох контурів (четвертого класу за Озолсом [1] $k = 4$). Основні внутрішні структурні параметри кінематичного ланцюга: $n = 10$ - число ланок, $p = 13$ - число з'єднань, $f = 13 \cdot 1 = 13$ - загальна рухливість кінематичних пар (вважаємо всі кінематичні пари однорухомими). Перевірка за основною геометричною залежністю підтверджує правильність побудови структурної схеми: $p = n + k - 1$ ($13 = 10 + 4 - 1$).

Для пласкої схеми визначимо рухомість механізму W за формулою Грюблера:

$$W = 3(n - 1) - 2p_5 - p_4. \quad (1)$$

де, $p_5 = 13$ – число однорухомих кінематичних пар (п'ятого класу), $p_4 = 0$ - число дворухомих кінематичних пар (четвертого класу), в схемі їх немає (ведуча циліндрична пара 0 – 1 має другу рухомість у площині, перпендикулярній площині схеми, тому у площині схеми ця пара є парою п'ятого класу). Тоді $W = 3(10 - 1) - 2 \cdot 13 - 0 = 1$, тобто в механізмі одна рухомість і для визначеності його руху достатньо однієї ведучої ланки й одного двигуна.

Загальне число НЗ знайдемо за формулою Озолса [1]

$$\sigma = W + 6k - f. \quad (2)$$

Пошук НЗ за цією формулою здійснюється для просторової схеми, тому рухомість усіх кінематичних пар складе $f = 12 \cdot 1 + 1 \cdot 2 = 14$, а число НЗ буде $\sigma = 1 + 6 \cdot 4 - 14 = 11$. У симетричних і топологічно однакових двох контурах 1-2-4-5 та 1-6-8-9 утворюються по три НЗ, а загальна для контурів 0-1-2-4-3 та 0-1-6-8-7 оберտальна рухомість в напрямних ведучого повзунка, що використовується при збиранні в одному контурі (наприклад, 0-1-2-4-3) і зменшує кількість НЗ, вже не може бути використана для самовстановлення в іншому (0-1-6-8-7). Той контур, який буде зібраний першим використає цю кутову рухливість, інший збереться з натягом. Тому в одному контурі (0-1-2-4-3) утворюються два НЗ, а в іншому (0-1-6-8-7) – три.

У контурах паралелограмів 1-2-4-5 і 1-6-8-9 можлива непаралельність осей шарнірів може створити вигин і скручування хитунів, і ці деформації будуть викликані дією НЗ, а не дією зовнішньої сили.

Найбільш простим та ефективним способом зменшення кількості НЗ є зниження класу кінематичних пар. На рис. 1, г в дужках представлені рекомендовані для заміни класи кінематичних пар, які дозволяють зменшити кількість НЗ у внутрішніх контурах. Сполуки шатунів 3 і 7 з коромислами 2 і 6, а також обидві пари хитунів 5 і 9 виконані сферичними шарнірами III класу. Місцева рухливість ланок 4 і 8 не може бути дозволена встановленням сферичних кінцевих шарнірів, які утворюють шкідливу місцеву обертальну рухомість. Після реалізації цих рекомендацій загальна рухомість всіх пар складе $f = 4 \cdot 1 + 1 \cdot 2 + 8 \cdot 3 = 30$, з'являться п'ять місцевих рухливостей – обертання хитунів 2, 5, 6 і 9 та повзунка 1 навколо своїх поздовжніх осей, які додадуться до основної рухомості $W = 1 + 5 = 6$, а схема позбавиться усіх внутрішніх НЗ: $\sigma = 6 + 6 \cdot 4 - 30 = 0$.

Другий стан – об'єкт маніпулювання затиснутий (рис. 1, в, г). На цьому етапі накладаються зовнішні в'язи і структура механізму змінюється. Механізми захватів в стані затиску об'єкта завжди мають зовнішні зв'язки, тому розглядати їх потрібно з двох позицій. По-перше, в ізоляції від зовнішніх тіл (від об'єкта маніпулювання), з якими він має зовнішні зв'язки; число ступенів свободи при усунених зовнішніх зв'язках називають фактичною рухомістю механізму (W_{ϕ}). По-друге, в робочому стані, коли об'єкт затиснутий і діють зовнішні в'язи; рухомість при діючих зовнішніх зв'язках $W_{роб}$ – робоча рухомість механізму. W_{ϕ} більша за $W_{роб}$ на кількість накладених зовнішніх зв'язків. Перший випадок відповідає стану механізму вільного від об'єкту маніпулювання, другий – стану механізму, коли об'єкт затиснутий.

Оскільки тепер механізм має зовнішні зв'язки, то для подальшого аналізу доцільно використовувати скореговану зовнішню структурну

формулу, яка дозволяє встановити у такому механізмі кількість зовнішніх НЗ [7]:

$$\sigma_a = S_a - [(W_\phi - W_{\text{роб}}) + W_a - S_{ai}], \quad (3)$$

де S_a – число зовнішніх зв'язків, $(W_\phi - W_{\text{роб}})$ – число втрачених рухомостей зовнішніх тіл від дії зовнішніх зв'язків, S_{ai} – число зовнішніх зв'язків які одночасно позбавляють рухливості зовнішнє тіло і усувають основну рухомість механізму, W_a – зменшення рухомостей зовнішніх тіл від дії зовнішніх зв'язків.

Після затиску об'єкту α в схемі утворюється ще один контур 1-5-4- α -8-9, а механізм і зовнішнє тіло повністю втрачають рухомість $W_{\text{роб}} = 0$. При плоских затискних елементах та достатнього тертя між ними і об'єктом захоплення останній не може рухатися відносно механізму, тому вважаємо, що у зовнішніх парах 4- α і α -8 за умов накладання односторонніх неутримуючих в'язів утворюються дробові з'єднання $V_{1/2}$ класу, тобто $S_a = 2 \cdot 5,5 = 11$. Важливо відзначити, що зовнішні з'єднання стають здатними передати силу уздовж осі x і здійснювати всі голономні фрикційні зв'язки тільки тоді, якщо обидві ланки 8 і 4 затискають об'єкт.

Фактична рухомість механізму, який позбавлений дії зовнішніх зв'язків до затискання $W_\phi = 1$, $W_a = 6$, тому що деталь рухливість втратила повністю, $S_{ai} = 1$ – зв'язок, який одночасно позбавив єдиної рухомості механізм та наклав обмеження на зовнішнє тіло.

Кількість зовнішніх НЗ за залежністю (2): $\sigma_a = 11 - [(1 - 0) + 6 - 1] = 5$, три з них утворюються під час накладання фрикційних голономних зв'язків, двічі обмежують передачу моменту навколо осі y і передачу сил уздовж осей x і z . Було б достатньо, щоб зазначені фрикційні зв'язки накладав один затискний елемент захвата. Решта два з виявлених зовнішніх НЗ вимагають дотримання паралельності поверхонь затискних елементів захвата і бічних поверхонь об'єкта в двох взаємно перпендикулярних площинах.

Один з варіантів захвата, затискні елементи якого накладають 6 зв'язків і позбавляють механізм всіх зовнішніх НЗ, показаний на рис.1, в. Якщо б тіла 4 і 8 були б елементами однієї ланки, то її з'єднання з тілом α можна було би вважати однією двосторонньою парою шостого класу з кінематичним замиканням. Тут з'єднання трьох різних тіл і замикання контуру відбувається накладанням односторонніх неутримуючих в'язів, які в формулі (2) враховуються як дробові. Точкова пара α -8 обмежує переміщення зовнішнього тіла α вздовж координати y тільки зліва направо, тобто накладається половина в'язі. Відповідно в площинній парі 4- α накладається $V_{1/2}$ в'язей. Тоді $\sigma_a = 6 - [(1 - 0) + 6 - 1] = 0$, однак, слід мати на увазі, що усунення фрикційних НЗ шляхом зміни форм контактуючих поверхонь істотно знизить

величину сил і моментів, що передаються, і вимагатиме збільшення необхідного зусилля затиску, що може викликати пошкодження об'єкту при реалізації точкового контакту між об'єктом і затискним елементом. Якщо об'єктом маніпулювання є тіло циліндричної форми, то форма обох затискних елементів може бути призматичною або одна призматичною, друга пласкою. В цьому випадку ненадійних фрикційних в'язей накладається менше за рахунок збільшення накладання значно надійніших геометричних [8].

Для усунення зовнішніх НЗ без зміни форми контактуючих поверхонь необхідне введення в схему розвантажувального з'єднання [9], м'яких еластичних накладок або м'яких захватів [10], здатних компенсувати перекося при затиску об'єкта. Використання таких засобів усунення НЗ можлива непаралельність сторін об'єкту буде компенсована самовстановленням або місцевими пружними деформаціями.

Перевірка загальної кількості НЗ за залежністю (3) підтвердила відсутність в схемі НЗ:

$$\begin{aligned}\sigma &= S - \{[6(n - 1) - W_{\text{роб}}] + W_a - S_{\text{аі}}\} \\ \sigma &= 59 - [6(10 - 1) - 0 + 6 - 1] = 0.\end{aligned}\quad (4)$$

де, $S_i = 4 \cdot 5 + 1 \cdot 4 + 8 \cdot 3 = 48$ – кількість внутрішніх в'язей, $S = S_i + S_a = 48 + 11 = 59$ – загальна кількість внутрішніх і зовнішніх в'язей.

Захватний пристрій, виконаний за пропонованою схемою, де внутрішні і зовнішні НЗ відсутні, гарантовано буде мати більш високі показники експлуатації.

Розглянемо ще одну схему захоплювального пристрою побудованого на основі кривошипно-повзункового механізму (рис. 2, а). Тут використана схема дезаксильного спареного паралелограмного кривошипно-повзункового механізму з ведучим повзунком. Структурно схема цього механізму подібна до попередньої. Ведучий повзунк 1 впливає на хитуні 2 і 6, що з'єднані коромислами 3 і 7 зі стійкою 0. На кінці хитунів шарнірно закріплені ланки 4 й 8, що містять затискні елементи захвату. Додані коромисла 5 та 9 утворюють паралелограми і відтворюють плаский рух затискних елементів захвату.

Перший стан – до затиску об'єкту маніпулювання. Одношарова симетрична складна напіввідкрита з чотирма базовими ланками 0, 1, 4 і 8 структурна схема механізму (рис. 2, б) складається з дев'яти рухомих ланок, тринадцяти з'єднань (у тому числі 3 складних шарніра) і чотирьох контурів (четвертого класу $k = 4$).

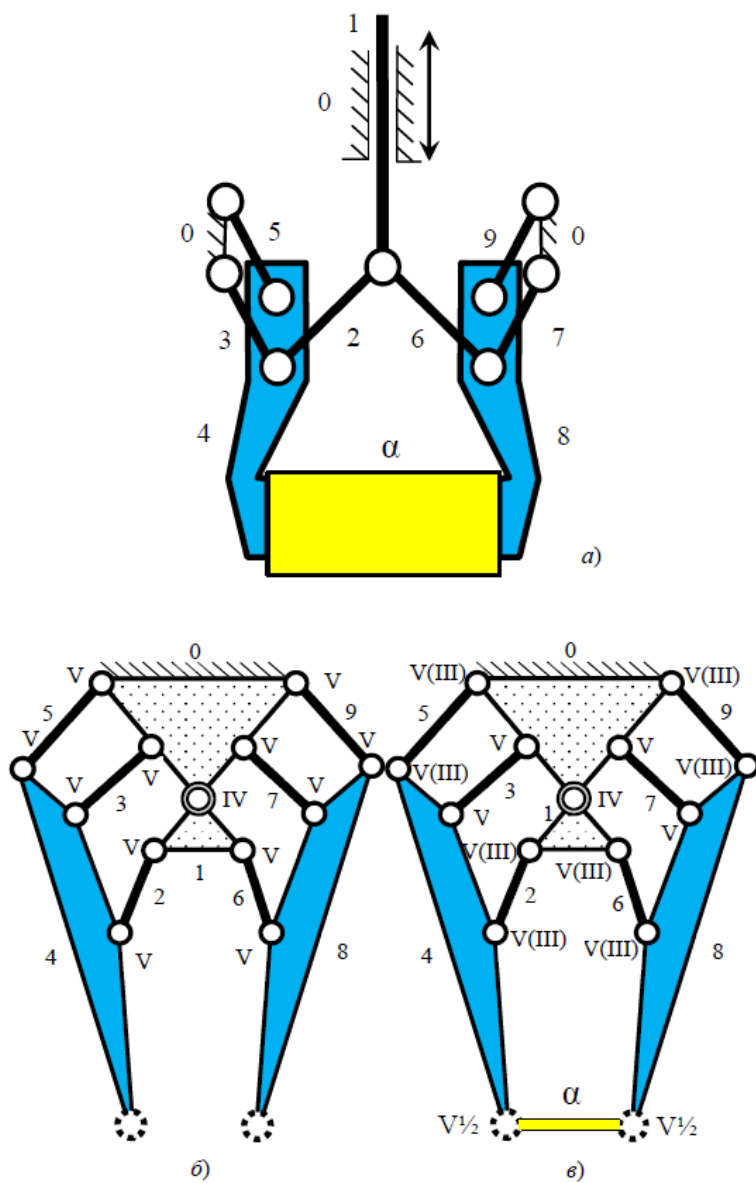


Рисунок 2 - Кінематична і структурні схеми спареного дезаксиального кривошипно-повзункового механізму захвата на різних етапах його роботи

Число ступенів свободи механізму також можна визначити за формулою [1]

$$W = c + b + d, \quad (5)$$

де c - число основних рухомих (відповідає числу рушійних сил), b - число додаткових рухомих (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 $W = 1 + 0 + 0 = 1$.

Якщо механізм зібраний на однорухомі шарніри і одну циліндричну ведучу пару, то загальна рухливість усіх кінематичних пар складе $f = 12 \cdot 1 + 1 \cdot 2 = 14$, а кількість внутрішніх НЗ за формулою (2) буде $\sigma = 1 + 6 \cdot 4 - 14 = 11$. У симетричних і однакових двох контурах паралелограмів 0-3-4-5 та 0-7-8-9 утворюються по три НЗ, а в контурах 0-1-3-4-2 та 0-1-7-8-6 утворюються п'ять НЗ, які розподіляються так, як при розгляданні попереднього механізму.

Зменшмо кількості НЗ зниженням класу кінематичних пар. В дужках на рис. 2, в наведенні рекомендовані для заміни класи кінематичних пар, які дозволяють усунути НЗ у внутрішніх контурах. Сполуки коромисел 5 і 9, а також хитунів 2 і 6 з іншими ланками виконані сферичними шарнірами III класу. Після реалізації цих рекомендацій загальна рухомість всіх пар складе $f = 4 \cdot 1 + 1 \cdot 2 + 8 \cdot 3 = 30$, з'являться п'ять місцевих рухливостей – обертання хитунів 2 і 6 та коромисел 5 і 9 та повзунка 1 навколо своїх поздовжніх осей, які додадуться до основної рухомості $W = 1 + 5 = 6$, а схема позбавиться усіх внутрішніх НЗ: $\sigma = 6 + 6 \cdot 4 - 30 = 0$.

Другий стан – об'єкт маніпулювання затиснутий (рис. 2, г). Структура механізму змінилася і накладені зовнішні в'язи. Кількість зовнішніх НЗ за формулою (3) для $W_{роб} = 0$, $W_{\phi} = 1$, $W_a = 6$, $S_{ai} = 1$: $\sigma_a = 11 - [(1 - 0) + 6 - 1] = 5$, кількість і природа утворення зовнішніх НЗ така ж, як у попередньому випадкові, тому можуть бути застосовані ті ж засоби їх усунення.

Висновки. Проведений повний структурний аналіз центрального і дезаксимального спареного паралелограмного кривошипно-повзункового механізму захоплювального пристрою з ведучим повзунком, які є механізми змінної структури з внутрішніми та зовнішніми зв'язками. Виконані поконтурний пошук, аналіз та усунення шкідливих повторюваних зв'язків у внутрішніх та зовнішньому контурах механізмів.

Запропоновані практичні рекомендації щодо зміни рухливостей кінематичних пар для усунення повторюваних зв'язків у внутрішніх контурах та їх зменшення в зовнішніх контурах механізмів зміною форм контактуючих поверхонь або введенням розвантажувального з'єднання.

Список використаної літератури

1. Озол О. Г. Основы конструирования и расчета механизмов. Рига: Звайгзне, 1979. 360 с.
2. Reshetov L. Self-Aligning Mechanisms: Reference book. Transl. into English L. Sachs, 1986. 528 p.

3. Zhang B., Xie Y., Zhou J., Wang K., Zhang Z. State-of-the-art robotic grippers, grasping and control strategies, as well as their applications in agricultural robots: A review. *Computers and Electronics in Agriculture*. – 2020. - P. 177-191, art. no. 105694. doi.org/10.1016/j.compag.2020.105694
4. Zdanevich, S.S., Pogrebnyak, R.P., Zdanevich, S.V. Structural analysis and rational design of mechanisms of crossroll tube straightening machines. *Science and Transport Progress*, - 2018. №5 (77), P.65—73. doi.org/10.15802/stp2018/147630
5. Protsenko V., Babiy M., Nastasenko V., Protasov R. Marine diesel high pressure fuel pump driving failure analysis. *Strojnícky časopis – Journal of mechanical engineering*, vol. 71 (2021), No 2, P. 213 – 220. doi: 10.2478/scjme-2021-0031
6. Protsenko V., Babiy M., Nastasenko V., Protasov R. Marine ram-type steering gears maintainability increasing. *Strojnícky časopis – Journal of mechanical engineering*, vol. 72 (2022), No 2, P. 149 – 160. doi: 10.2478/scjme-2022-0025
7. Погребняк Р. П. Структурний аналіз і кінематичний синтез стрижньового кулісного механізму захвата. *Підйомно-транспортна техніка*. – 2017. – № 2 (54). – С. 47–56.
8. Погребняк Р. П. Раціональний кінематичний синтез і структурний аналіз центрального прямолінійно-напрямого кривошипно-повзункового механізму захоплювального пристрою. *Підйомно-транспортна техніка*. - 2023. - № 1(68). - С. 56–70. doi.org/10.15276/pidtt.1.68.2023.05
9. Погребняк Р. П. Структурний аналіз і кінематичний синтез спареного стрижньового кулісного механізму захвата робота. *Підйомно-транспортна техніка*. – 2017. – № 4 (56). – С. 57–65.
10. Hughes J., Culha U., Giardina F., Guenther F., Rosendo A., Iida F. Soft Manipulators and Grippers: A Review. *Front. Robot.* – 2016. - AI 3(69). doi: 10.3389/frobt.2016.00069

SELF-ALIGNING CRANK-SLIDE MECHANISMS OF GRIPPING DEVICES

Pohrebniak R.

Dnipro State Agrarian and Economic University

Aabstract. Mechanisms without redundant connections, including gripper mechanisms, are more reliable, have a higher efficiency of operation and are statically determined. It is difficult to design such mechanisms without thorough structural analysis.

A structural analysis of the paired parallelogram schemes of the gripping devices, which are built on the basis of the central and deaxial

crank-slider mechanisms and have a variable structure with external one-way connections, was performed. The number of internal and external redundant connections in the contours of the mechanisms at different stages of their functioning is determined. Their location in the contours is determined and actions are proposed to eliminate them in the internal contours and reduce the number of harmful redundant connections in the external contour of the mechanisms.

The elimination of frictional excess connections in the outer contour of the mechanisms by changing the shapes of the contacting surfaces of the clamping elements of the gripper is considered.

Keywords: *mobility of mechanism; repeated connections; external connections, one-way connections*