

МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.837.7–047.44

Р. П. ПОГРЕБНЯК^{1*}

^{1*}Каф. вищої математики, фізики та загальноінженерних дисциплін, Дніпровський державний аграрно-економічний університет, вул. Сергія Єфремова, 25, Дніпро, Україна, 49009, тел. +38 (095) 499 75 54, ел. пошта pogrebnyakk@ukr.net, ORCID 0000-0002-4685-1818

Раціональний структурний синтез схем кривошипно-повзункових механізмів захоплювальних пристроїв

Мета. Дослідження присвячено визначенню шкідливих надлишкових зв'язків (НЗ) у внутрішніх та зовнішніх контурах захоплювальних пристроїв, що побудовані на основі спарених схем кривошипно-повзункових механізмів. **Методика.** Визначення надлишкових (повторювальних) зв'язків здійснено з використанням універсальної структурної теорії механізмів. **Результати.** Механізми без надлишкових зв'язків, у тому числі і механізми захоплювачів, більш надійні, в експлуатації мають вищий коефіцієнт корисної дії та статично визначені. Раціональне конструювання таких механізмів без проведення ретельного структурного аналізу ускладнене. У захоплювальних пристроях визначення надлишкових зв'язків у контурах механізмів відбувається на двох різних етапах їх функціонування: до затискання об'єкта маніпулювання і після. Такі механізми змінної структури потребують відповідного подвійного структурного аналізу, головною метою виконання якого є визначення повторювальних зв'язків на кожному з цих етапів. Проведений таким чином структурний аналіз дозволив визначити кількість і розташування внутрішніх і зовнішніх надлишкових зв'язків. Пошук надлишкових зв'язків на другому етапі роботи захоплювачів, коли утворюються нові контури в механізмах, потребує використання зовнішньої структурної формули. Усунення надлишкових зв'язків у внутрішніх контурах механізмів здійснено за рахунок зниження класу кінематичних пар. Достовірне визначення кількості надлишкових зв'язків у зовнішніх контурах можливо здійснити тільки з урахуванням дрібності неутримувальних в'язей. **Наукова новизна.** Уперше виконано структурний аналіз спарених паралелограмних схем захоплювальних пристроїв, які побудовані на основі центрального й дезаксiального кривошипно-повзункових механізмів і мають змінну структуру із зовнішніми однобічними неутримувальними в'язями. **Практична значимість.** Отримані результати досліджень дозволили визначити розташування внутрішніх і зовнішніх надлишкових зв'язків у контурах механізмів і запропонувати дії для зменшення кількості шкідливих надлишкових зв'язків у зовнішньому контурі механізмів. Проведено усунення фрикційних надлишкових зв'язків у зовнішньому контурі механізмів шляхом зміни форм поверхонь затискних елементів захоплювача, що контактують з об'єктом маніпулювання.

Ключові слова: структурний аналіз механізму; рухомість механізму; надлишкові зв'язки (НЗ); зовнішні зв'язки; однобічні в'язи

Вступ

Як відомо, механізми, які спроектовані і виконані без повторювальних (надлишкових) зв'язків (НЗ) у контурах, у тому числі і захоплювальні механізми (захоплювачі), більш надійні в експлуатації та мають вищий ККД. Ефективна працездатність механізмів, зокрема і захоплювальних пристроїв, значною мірою

залежить від раціональної побудови та відсутності в складі схеми шкідливих НЗ.

Найважливіші переваги механізмів без НЗ [3, 10] над механізмами, що їх мають у своєму складі, такі: механізми без НЗ статично визначені, тобто в кінематичних парах таких механізмів не виникають реакції, крім тих, що викликані дією зовнішнього навантаження; такі механізми зби-

МАШИНОБУДУВАННЯ

рають без натягів, вони не чутливі до незначного відхилення розмірів ланок механізму і станини; у таких механізмах рідше утворюються зазори, у них незначне зношування кінематичних пар; вони мають вищу надійність і нижчу вартість експлуатації. У разі пружних деформацій під дією навантаження, температурних деформацій або похибок виготовлення, повторювальні зв'язки можуть призвести до виникнення додаткових напружень у ланках і рухомих з'єднаннях механізму та викликати їхнє заклинювання або навіть руйнування. Тому для отримання більш ефективного й надійного захоплювального механізму його проєктування доцільно здійснювати за схемами, які позбавлені шкідливих НЗ. Такі механізми ще називають самоустановлюваними.

Захоплювальні пристрої мають обмежену кількість рухомих ланок із переважно кінематичними з'єднаннями п'ятого класу, індивідуальний привід і зазвичай одну основну рухомість.

Проектування різних схем і конструкцій захоплювачів різного призначення передбачає етапи обов'язкового кінематичного й кінетостатичного розрахунків, компонування і конструювання, а етап структурного аналізу й синтезу механізму зазвичай не передбачено. Часто виконують неповний структурний аналіз, який обмежують визначенням числа кінематичних пар, ланок та ступенів свободи механізму. Невизначення основного структурного параметра механізму – наявності і кількості в схемі НЗ, що визначають ефективність його роботи, – не дає можливості застосувати дії щодо їхнього усунення або зменшення.

Розроблено численні схеми й конструкції механізмів захоплювачів різного призначення, спрогнозовано тенденції і стратегії розвитку та запропоновано рекомендації з їх проєктування у [13]. Виконано дослідження структури механізмів із пошуком та усуненням шкідливих НЗ в окремих механізмах трубоправильних машин у [12], механізмах змішування сипких дрібнодисперсних речовин – в [11], паливного насоса – у [8], кермових механізмів – у [9].

Мета

Основна мета роботи – провести структурний аналіз центрального і дезаксіального спарених паралелограмних кривошипно-повзункових механізмів захоплювальних при-

строїв із ведучим повзунком, які є механізмами подвійної структури із зовнішніми однобічними в'язями. Підлягає визначенню наявності і розташування шкідливих НЗ у внутрішніх і зовнішніх ланцюгах схем механізмів із подальшою розробкою способів їх зменшення.

Методика

Визначення надлишкових (повторювальних) зв'язків здійснено з використанням універсальної структурної теорії механізмів [3] у послідовності:

- обчислення загальної рухомості механізмів W з урахуванням основних і місцевих рухливостей та динамічних в'язей;
- побудова пласкої структурної схеми механізмів із визначенням у ній кількості і розташування контурів k ;
- розрахування загальної рухливості f усіх кінематичних пар;
- розрахування загальної кількості σ НЗ;
- аналіз результату з визначенням кількості і розташування НЗ за контурами.

Для механізмів змінної структури проведено аналіз для кожного стану окремо з використанням відповідних аналітичних залежностей, а для механізмів захоплювачів із зовнішніми контурами використано зовнішню структурну формулу, яка дозволяє за контурами відокремити внутрішні й зовнішні НЗ.

Застосовано підхід з визначення структурних параметрів механізмів з урахуванням дрібності неутримувальних в'язей [4].

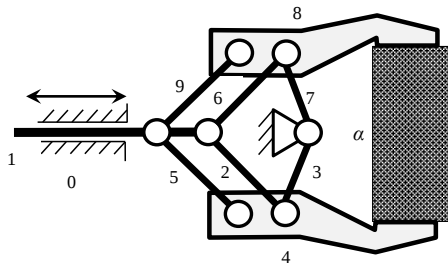
Результати

Для забезпечення підвищеної вантажопідйомності захоплювальні пристрої оснащують паралельними механізмами. Затискні елементи захоплювача не потребують спеціального профілювання, якщо об'єктом маніпулювання є деталі призматичної форми. Найбільш поширені захоплювальні пристрої зі спареними механізмами мають велику кількість НЗ у внутрішніх та зовнішніх контурах.

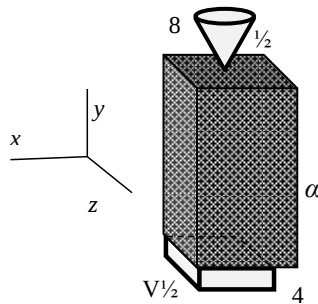
Поконтурне визначення НЗ проводимо за побудованою на основі кінематичної структурною схемою, на якій римськими цифрами позначено клас (число в'язей) кінематичних пар, а арабськими – ланки.

МАШИНОБУДУВАННЯ

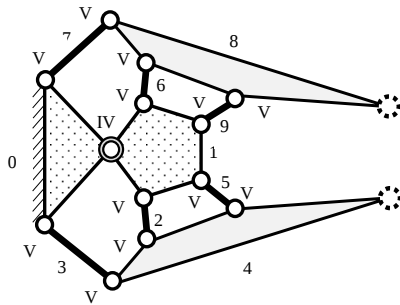
а – а



б – б



в – в



г – д

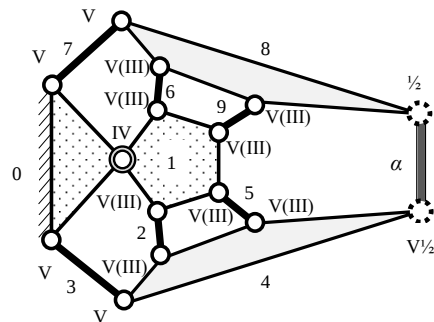


Рис. 1. Кінематична і структурні схеми спареного центрального кривошипно-повзункового механізму захоплювача з ведучим повзунком у різних станах функціонування

Fig. 1. Kinematic and structural diagrams of a paired central crank-slider gripper mechanism with a traction slider in different states of operation

Спарений паралелограмний центральний кривошипно-повзунковий стрижневий механізм захоплювача з ведучим повзунком (рис. 1, а) має дев'ять рухомих ланок і стійку. Перевага схеми в тому, що більшість кінематичних пар у 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 хитунни 2 і 6, які з'єднані з коромислами 3 і 7. Ланки 4 і 8 із затискними елементами шарнірно з'єднані з кінцями хитунів 2 і 6. Плаский рух затискних елементів захоплювача забезпечують додані діади 4–5 та 8–9, які утворюють паралелограми.

Механізми захоплювачів є механізмами 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 затискання об'єкта маніпулювання затискними елементами захоплювача, коли накладені тільки внутрішні в'язі, і після накладання зовнішніх в'язей у стані захоплення об'єкта.

Перший стан – до затискання об'єкта 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 [3] $k = 4$). 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:

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

тут $p_5 = 13$ – число однорухомих кінематичних пар (п'ятого класу); $p_4 = 0$ – число дворухомих кінематичних пар (четвертого класу), у схемі їх немає (тягова циліндрична пара 0 – 1 має другу рухомість у площині, перпендикулярній пло-

МАШИНОБУДУВАННЯ

щині 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 [3]:

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

Пошук НЗ за цією формулою здійснюємо 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 топологічно однакових і симетричних 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 рухливість у напрямних ведучого повзунка використана під час збирання тільки в одному контурі (наприклад, 0–1–2–4–3) і зменшує в ньому кількість НЗ. Ця рухливість уже не може бути використана для самоустановлення в іншому контурі (0–1–6–8–7). Той контур, який буде зібрано першим, використає цю кутову рухливість, інший буде зібрано з натягом. Тому в одному контурі (0–1–2–4–3) з'являються два надлишкові зв'язки, а в іншому (0–1–6–8–7) – три.

Ці НЗ в замкнених контурах паралелограмів 1–2–4–5 і 1–6–8–9 через можливу непаралельність осей шарнірів можуть утворити скручування і вигин хитунів, і ці деформації будуть викликані не дією зовнішньої сили, а дією цих НЗ.

Найпростішим та ефективним способом усунення НЗ є збільшення рухливості кінематичних пар.

Рекомендовані для заміни класи кінематичних пар, які у внутрішніх контурах дозволять зменшити кількість НЗ, на рис. 1, з написано в дужках. Однорухомі кінцеві шарніри коромисел 2, 5, 6 і 9 замінено на сферичні III класу, а місцева оберտальна рухливість ланок 4 і 8 не може бути дозволена встановленням сферичних шарнірів у з'єднаннях 3–4 та 7–8 як шкідлива. Після реалізації цих рекомендацій загальна рухливість усіх з'єднань складе $f = 4 \cdot 1 + 1 \cdot 2 + 8 \cdot 3 = 30$, утворяться п'ять місцевих рухливостей – обертання коромисел 2, 5, 6 і 9 та повзунка 1 навколо своїх поздовжніх осей. Тоді загальна рухомість схеми складе $W = 1 + 5 = 6$,

а схема позбудеться всіх внутрішніх НЗ: $\sigma = 6 + 6 \cdot 4 - 30 = 0$.

Існують рішення із заміни сталевих деталей кінематичних пар на з'єднання з полімерно-композитного матеріалу [1], або використання гумометалевих шарнірів [2] у вузлах із невеликою відносною робочою деформацією, що також може збільшити беззасторожну рухомість контурів за рахунок пружних деформацій зчленувань.

Другий стан – об'єкт маніпулювання затиснутий (рис. 1, б, з). На цьому етапі накладаються зовнішні в'язі, і структура механізму змінюється. Механізми захоплювачів у стані затискання об'єкта завжди мають зовнішні зв'язки, тому розглядати їх потрібно у двох станах: ізольовано від об'єкта маніпулювання (від зовнішнього тіла), з якими він має зовнішні зв'язки (число ступенів свободи механізму за відсутності зовнішніх в'язей називають фактичною рухомістю (W_{ϕ})); у робочому стані, коли об'єкт затиснутий і діють зовнішні в'язі (рухомість за накладених зовнішніх в'язей $W_{\text{роб}}$ – робоча рухомість механізму; $W_{\text{роб}}$ менша за W_{ϕ} на число накладених зовнішніх в'язей). Перший стан механізму відповідає етапу до захоплення об'єкта маніпулювання, другий – коли об'єкт захоплений.

Подальший аналіз механізму, який має зовнішні зв'язки, виконуємо з використанням скорегованої зовнішньої структурної формули, яка дозволяє визначити в такому механізмі наявність і кількість зовнішніх НЗ [5]:

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

де S_a – число зовнішніх зв'язків; $(W_{\phi} - W_{\text{роб}})$ – зменшення рухомостей зовнішніх тіл під дією зовнішніх в'язей; S_{ai} – кількість зовнішніх в'язей, які позбавляють основної рухомості механізму і одночасно усувають усі рухливості зовнішнього тіла; W_a – зменшення рухомості зовнішніх тіл після накладання зовнішніх в'язей.

Після захоплення об'єкта a в схемі замикається контур 1–9–8– a –4–5, а зовнішнє тіло a і механізм у цілому втрачають рухомість повністю $W_{\text{роб}} = 0$.

Якщо між пласкими затискними елементами та об'єктом маніпулювання тертя ковзання до-

МАШИНОБУДУВАННЯ

статне для унеможливлення руху між ними, то в зовнішніх парах 4– α і α –8 накладаються однією неутримувальні в'язі, які утворюють дробові з'єднання $V\frac{1}{2}$ класу, тобто $S_a = 2 \cdot 5,5 = 11$. Важливо відзначити, що зовнішні в'язі передають силу уздовж осі x і накладають усі голономні фрикційні зв'язки тільки в разі замикавання контуру затисканням зовнішнього тіла ланками 8 і 4.

Фактична рухомість механізму, який позбавлений впливу зовнішніх в'язей, до захоплення складе $W_\phi = 1$, параметр $W_a = 6$, тому що об'єкт відносно затискних елементів став нерухомим, $S_{ai} = 1$ – в'язь, яка наклала обмеження на зовнішнє тіло й одночасно позбавила єдиної рухомості увесь механізм.

Кількість зовнішніх НЗ за формулою (2) буде $\sigma_a = 11 - [(1 - 0) + 6 - 1] = 5$, три з яких двічі обмежують передавання моменту щодо осі y і передачу сил уздовж осей x і z , а з'являються під час накладання голономних фрикційних в'язей. Достатньо, щоб один затискний елемент захоплювача утворював зазначені зв'язки. Ще два з визначених зовнішніх НЗ проявляються в разі непаралельності поверхонь затискних елементів захоплювача і бічних поверхонь об'єкта у двох взаємно перпендикулярних площинах.

Один із варіантів захоплювача, затискні елементи якого накладають 6 зв'язків і позбавляють механізм усіх зовнішніх НЗ, показано на рис. 1, б. Якщо б тіла 4 і 8 були елементами однієї ланки, то їхнє з'єднання з тілом α можна було б вважати однією двосторонньою парою шостого класу з кінематичним замиканням. Тут з'єднання трьох різних тіл і замикання контуру відбувається накладанням односторонніх неутримувальних в'язей, які у формулі (3) враховано як дробові. Точкова пара α –8 обмежує переміщення зовнішнього тіла α вздовж координати у тільки знизу вгору, тобто накладається половина в'язі. Відповідно, у площинній парі 4– α накладається $V\frac{1}{2}$ в'язей. Тоді $\sigma_a = 6 - [(1 - 0) + 6 - 1] = 0$, однак слід мати на увазі, що усунення фрикційних НЗ шляхом зміни форм поверхонь, які контактують, істотно знизить величину сил і моментів, що передаються, і вимагатиме збільшення необхідного зусилля затискання, що може викликати пошкодження об'єкта в разі 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, а друга пласкою. У цьому випадку ненадійних фрикційних в'язей накладається менше за рахунок збільшення накладання значно надійніших геометричних.

Якщо зміна форми поверхонь, які контактують, не можлива або не доцільна, позбутися дії зовнішніх НЗ можна введенням у схему розвантажувального з'єднання [5], м'яких еластичних накладок або м'яких захоплювачів [7], здатних компенсувати перекося під час затискання об'єкта. Використанням таких засобів усунення НЗ ймовірна непаралельність сторін об'єкта буде нівельована місцевими пружними деформаціями або самоустановленням.

Перевірка загальної кількості НЗ за залежністю (4) підтвердила відсутність в схемі НЗ:

$$\sigma = S - \{ [6(n-1) - W_{\text{роб}}] + W_a - S_{ai} \}; \quad (4)$$

$$\sigma = 59 - [6(10-1) - 0 + 6 - 1] = 0,$$

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

Виконаний за цією поліпшеною схемою механізм захоплювача, у якому внутрішні і зовнішні НЗ відсутні, гарантовано буде мати більш високі показники експлуатації.

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

Перший стан – до затискання об'єкта маніпулювання. Складна, симетрична і напіввідкрита одношарова структурна схема механізму (рис. 2, б) з чотирма базовими ланками 0, 1, 4

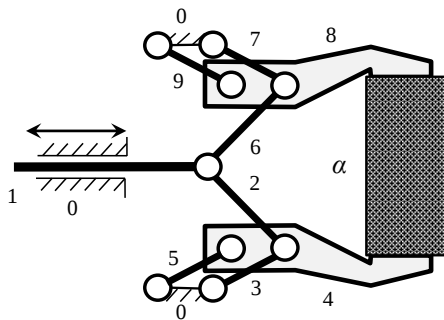
МАШИНОБУДУВАННЯ

і 8 складається з чотирьох контурів (четвертого класу $k = 4$), має дев'ять рухомих ланок і тринадцять кінематичних пар (у тому числі 3 складних шарніри).

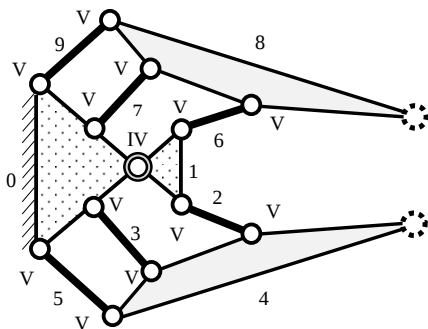
Число ступенів свободи механізму також можна визначити за формулою [3]

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

a – a



б – б



в – в

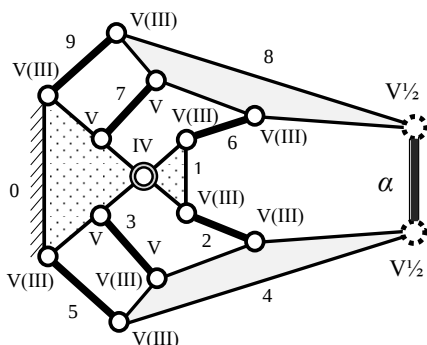


Рис. 2. Кінематична і структурні схеми спареного дезаксіального кривошипно-повзункового механізму захоплювача в різних станах функціонування

Fig. 2. Kinematic and structural diagrams of a paired de-axialized crank-slider gripper mechanism in different states of operation

де c – число основних рухомостей (відповідає числу рушійних сил); b – число додаткових рухомостей (з урахуванням місцевих); d – число динамічних зв'язків. У механізмі одна ведуча ланка і одна рушійна сила, тому $c = 1$, додаткових рухомостей і динамічних зв'язків у 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 і 0–7–8–9 утворюються по три НЗ, а в контурах 0–1–3–4–2 та 0–1–7–8–6 – п'ять НЗ, які розподіляються так, як під час розгляду попереднього механізму.

Зменшимо кількість НЗ зниженням класу кінематичних пар. У дужках на рис. 2, в наведено можливі для заміни класу кінематичних пар, які забезпечать усунення 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 сумарна рухомість усіх пар складе $f = 4 \cdot 1 + 1 \cdot 2 + 8 \cdot 3 = 30$, утворяться п'ять місцевих рухливостей – обертання хитунів 2 і 6, коромисел 5 і 9 та повзунка 1 навколо своїх поздовжніх осей, які додадуться до основної рухомості $W = 1 + 5 = 6$, а схема позбудеться всіх внутрішніх НЗ: $\sigma = 6 + 6 \cdot 4 - 30 = 0$.

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

Наукова новизна та практична значимість

Уперше виконано структурний аналіз спарених паралелограмних схем захоплювальних пристроїв, які побудовані на основі центрального й дезаксіального кривошипно-повзункових механізмів і мають змінну структуру із зовнішніми однобічними неутримувальними в'язями.

Повний структурний аналіз дозволив розробити практичні рішення щодо зниження класу кінематичних пар для усунення надлишкових зв'язків у внутрішніх контурах та їх зменшення в зовнішніх контурах механізмів захоплювачів зміною форм поверхонь, що контактують, або введенням розвантажувального з'єднання.

Висновки

Проведено повний структурний аналіз центрального і дезаксіального спарених паралелограмних кривошипно-повзункових механізмів

захоплювальних пристроїв із ведучим повзунком, які є механізмами подвійної структури з внутрішніми та зовнішніми зв'язками.

Виконано поконтурний аналіз, пошук та раціональний структурний синтез механізмів захоплювальних пристроїв із метою зменшення кількості шкідливих надлишкових зв'язків у внутрішніх та зовнішніх контурах механізмів. Реалізація запропонованих рекомендацій з усунення надлишкових зв'язків зробить механізми розглянутих захоплювальних пристроїв самоустановлюваними.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аулін В. В., Гриньків А. В., Деркач О. Д., Макаренко Д. О., Муранов Є. С., Крутоус, Д. І. Підвищення довговічності трибоспрямижень застосуванням полімерних композиційних матеріалів. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр.* 2022. Вип. 6 (37). Ч. 1. С. 144–156. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262x.2022.6\(37\).1.144-156](https://doi.org/10.32515/2664-262x.2022.6(37).1.144-156)
2. Дирда В. І., Козуб Ю. Г., Лисиця М. І., Новікова А. В., Філіпенко О. М., Агальцов Г. М. Розрахунок гумометалевих сайлент-блоків при квазістатичному навантаженні. *Геотехнічна механіка*. 2021. № 157. С. 200–211. DOI: <https://doi.org/10.15407/geotm2021.157.200>
3. Озол О. Г. *Основы конструирования и расчета механизмов*. Рига : Звайгзне, 1979. 360 с.
4. Погребняк Р. П. Структурний аналіз і кінематичний синтез стрижневого кулісного механізму захвата. *Підйомно-транспортна техніка*. 2017. № 2 (54). С. 47–56.
5. Погребняк Р. П. Структурний аналіз і кінематичний синтез спареного стрижневого кулісного механізму захвата робота. *Підйомно-транспортна техніка*. 2017. № 4 (56). С. 57–65.
6. Dzedzickis A., Subačiūtė-Žemaitienė J., Šutinyš E., Samukaitė-Bubnienė U., Bučinskas V. Advanced Applications of Industrial Robotics: New Trends and Possibilities. *Applied Sciences*. 2022. Vol. 12. Iss. 1. P. 135–160. DOI: <https://doi.org/10.3390/app12010135>
7. Hughes J., Culha U., Giardina F., Guenther F., Rosendo A., Iida F. Soft Manipulators and Grippers: A Review. *Frontiers in Robotics and AI*. 2016. Vol. 3. Art. 69. P. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.3389/frobt.2016.00069>
8. Protsenko V., Babiy M., Nastasenko V., Protasov R. Marine diesel high pressure fuel pump driving failure analysis. *Strojnický časopis – Journal of mechanical engineering*. 2021. Vol. 71, No. 2. P. 213–220. DOI: <https://doi.org/10.2478/scjme-2021-0031>
9. Protsenko V., Babiy M., Nastasenko V., Protasov R. Marine ram-type steering gears maintainability increasing. *Strojnický časopis – Journal of mechanical engineering*. 2022. Vol. 72, No. 2. P. 149–160. DOI: <https://doi.org/10.2478/scjme-2022-0025>
10. Reshetov L. *Self-Aligning Mechanisms*. Mir Publishers, 1986. 528 p.
11. Zalyubovs'kyi M. G., Panasyuk I. V., Koshel' S. O., Koshel' G. V. Synthesis and analysis of redundant-free seven-link spatial mechanisms of part processing machine. *International Applied Mechanics*. 2021. Vol. 57, No. 4. P. 466–476. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10778-021-01098-y>
12. 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: <https://doi.org/10.15802/stp2018/147630>
13. 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. Vol. 177. P. 177–191. Art. 105694. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.compag.2020.105694>

R. P. POHREBNIYAK^{1*}

^{1*}Dep. of Higher Mathematics, Physics and General Engineering Disciplines, Dnipro State Agrarian and Economic University, Serhii Efremov Str., 25, Dnipro, Ukraine, 49009, tel. +38 (095) 499 75 54, e-mail pogrebnyakk@ukr.net, ORCID 0000-0002-4685-1818

Rational Structural Synthesis of Schemes of Crank-Slider Mechanisms of Gripping Devices

Purpose. The study is devoted to the determination of harmful redundant connections (RC) in the internal and external circuits of grippers based on paired schemes of crank-slider mechanisms. **Methodology.** The determination of redundant (repeated) connections was carried out using the universal structural theory of mechanisms. **Findings.** Mechanisms without redundant links, including gripper mechanisms, are more reliable, have a higher efficiency in operation, and are statically determined. Rational design of such mechanisms without a thorough structural analysis is difficult. In gripping devices, the determination of redundant connections in the contours of the mechanisms occurs at two different stages of their functioning: before clamping the object of manipulation and after. Such mechanisms of variable structure require an appropriate double structural analysis, the main purpose of which is to determine the repetitive connections at each of these stages. This structural analysis allowed us to determine the number and location of internal and external redundant links. The search for redundant bonds at the second stage of gripper operation, when new circuits in the mechanisms are formed, requires the use of an external structural formula. The elimination of redundant links in the internal contours of the mechanisms was accomplished by lowering the class of kinematic pairs. Reliable determination of the number of redundant links in the external circuits is possible only taking into account the fineness of the non-holding links. **Originality.** For the first time, a structural analysis of paired parallel-frame schemes of grippers based on the central and desaxial crank-slider mechanisms and having a variable structure with external one-sided non-retaining ties was performed. **Practical value.** The obtained research results made it possible to determine the location of internal and external redundant bonds in the contours of the mechanisms and to propose actions to reduce the number of harmful redundant bonds in the external contour of the mechanisms. The elimination of frictional excessive connections in the outer contour of the mechanisms by changing the shapes of the contacting surfaces of the clamping elements of the gripper was carried out.

Keywords: structural analysis of the mechanism; mechanism mobility; excessive connections (EC); external connections; one-sided links

REFERENCES

1. Aulin, V., Grinkiv, A., Derkach, O., Makarenko, D., Muranov, Y., & Krutous, D. (2022). Increasing the Durability of Tribocouplers Using Polymer Composite Materials. *Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences*, 6(37), 144-156. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262x.2022.6\(37\).1.144-156](https://doi.org/10.32515/2664-262x.2022.6(37).1.144-156) (in Ukrainian)
2. Dyrda, V. I., Kozub, Yu. H., Lysytsia, M. I., Novikova, A. V., Filipenko, O. M. & Ahaltsov, H. M. (2021) Calculation of rubber-metal silent-blocks under quasi-static loading. *Geo-Technical Mechanics*, 157, 200-211. DOI: <https://doi.org/10.15407/geotm2021.157.200> (in Ukrainian)
3. Ozol, O. G. (1979). *Osnovy konstruirovaniya i rascheta mekhanizmov*. Riga: Zvaygzne. (in Russian)
4. Pogrebnyak, R. P. (2017). Strukturnyi analiz i kinematychnyi syntez sparenoho stryzhnovoho kulisnogo mekhanizmu zakhvata robota. *Hoisting and conveying equipment*, 2(54), 47-56. (in Ukrainian)
5. Dzedzickis, A., Subačiūtė-Žemaitienė, J., Šutinys, E., Samukaitė-Bubnienė, U., & Bučinskas, V. (2021). Advanced Applications of Industrial Robotics: New Trends and Possibilities. *Applied Sciences*, 12(1), 135-160. DOI: <https://doi.org/10.3390/app12010135> (in English)
6. Hughes, J., Culha, U., Giardina, F., Guenther, F., Rosendo, A., & Iida, F. (2016). Soft Manipulators and Grippers: A Review. *Frontiers in Robotics and AI*, 3, 1-12. DOI: <https://doi.org/10.3389/frobt.2016.00069> (in English)
7. Protsenko, V., Babiy, M., Nastasenkov, V., & Protasov, R. (2021). Marine Diesel High Pressure Fuel Pump Driving Failure Analysis. *Strojnícky Časopis – Journal of Mechanical Engineering*, 71(2), 213-220. DOI: <https://doi.org/10.2478/scjme-2021-0031> (in English)
8. Protsenko, V., Nastasenkov, V., Babiy, M., & Protasov, R. (2022). Marine Ram-Type Steering Gears Maintainability Increasing. *Strojnícky Časopis – Journal of Mechanical Engineering*, 72(2), 149-160. DOI: <https://doi.org/10.2478/scjme-2022-0025> (in English)

9. Reshetov, L. (1986). *Self-Aligning Mechanisms*. Mir Publishers. (in English)
10. Zalyubovs'kyi, M. G., Panasyuk, I. V., Koshelev, S. O., & Koshelev, G. V. (2021). Synthesis and Analysis of Redundant-Free Seven-Link Spatial Mechanisms of Part Processing Machine. *International Applied Mechanics*, 57(4), 466-476. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10778-021-01098-y> (in English)
11. Zdanevich, S. S., Pogrebnyak, R. P., & Zdanevich, S. V. (2018). Structural analysis and rational design of mechanisms of cross-roll tube straightening machines. *Science and Transport Progress*, 5(77), 65-73. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2018/147630> (in English)
12. Zhang, B., Xie, Y., Zhou, J., Wang, K., & Zhang, Z. (2020). 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*, 177, 105694. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.compag.2020.105694> (in English)

Надійшла до редколегії: 10.02.2025

Прийнята до друку: 20.06.2025