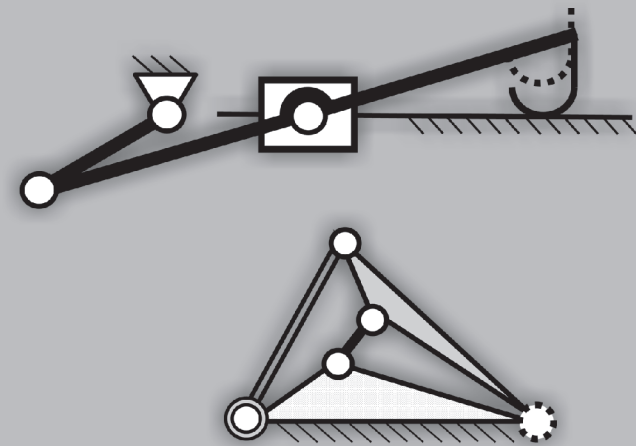


Р. ПОГРЕБНЯК



# СТРУКТУРА МЕХАНІЗМІВ



Дніпро  
2024

ISBN 978-966-934-520-2



9 789669 345202

Р. ПОГРЕБНЯК

# СТРУКТУРА МЕХАНІЗМІВ

навчальний посібник

Дніпро  
«Журфонд»

2024

Рекомендовано до видання вченою радою Дніпровського державного аграрно-економічного університету. Протокол №4 від 21.12.2023 р.

Рецензенти:

С. Ракша, завідувач кафедри «Прикладна механіка та матеріалознавство» Українського державного університету науки і технологій, доктор технічних наук, професор

В. Франчук, професор кафедри «Інжиніринг та дизайн в машинобудуванні» Національного технічного університету «Дніпровська політехніка», доктор технічних наук, професор

Е. Алів, професор кафедри «Інжиніринг технічних систем» Дніпровського державного аграрно-економічного університету, доктор технічних наук, професор

Погребняк Р. Структура механізмів : навч. посібник / Р. Погребняк – Дніпро: «Журфонд», 2024. – 156 с.

У навчальному посібнику викладені теоретичні основи класичної та універсальної структурної теорії механізмів, яка має в основі вчення про в'язи та розширений принцип утворення механізмів, відмову від твердоелементної теорії механізмів, зміщення акцентів від визначення числа ступенів свободи до визначення числа надлишкових зв'язків, що характеризують надійність і економічність механізму вже на стадії проектування схеми.

Розглянуто особливості величезного різноманіття зв'язків у механізмах – геометричних, неголономних, псевдокінематичних, динамічних, стаціонарних і нестаціонарних, одноразових і повторюваних, внутрішніх і зовнішніх, а також специфіка з'єднань з твердими, гнучкими, рідкими і пружними елементами.

Наведені приклади, що допомагають ілюструвати універсальну структурну теорію розповсюдженими механізмами з практики машинобудування та окремими схемами захоплюючих пристроїв, які будуть корисними при засвоєнні розділу «Структура механізмів» і виконанні курсового проекту з дисципліни «Теорія механізмів і машин».

Рекомендується для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності 208 «Агроінженерія» ОПП «Агроінженерія», може бути корисним здобувачам другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності 208 «Агроінженерія» та здобувачам освіти третього (наукового) рівня відповідного напрямку.

Табл. 3. Рис. 30. Іл.76. Літ.: 12 назв.

## ЗМІСТ

<b>ПЕРЕДМОВА</b> .....	<b>5</b>
<b>Г л а в а 1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ КЛАСИЧНОЇ СТРУКТУРНОЇ ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ</b> .....	<b>10</b>
§ 1.1. Ступені свободи і умови зв'язку.....	10
§ 1.2. Ланки механізму.....	11
§ 1.3. Кінематичні пари та їх класифікація. Кінематичні з'єднання.....	12
§ 1.4. Кінематичний ланцюг. Механізм. Формули рухомостей.....	16
§ 1.5. Структурний аналіз плоских стержневих механізмів. Класифікація механізмів.....	23
Приклади і завдання.....	28
<b>Г л а в а 2. ОСНОВИ УНІВЕРСАЛЬНОЇ СТРУКТУРНОЇ ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ</b> .....	<b>35</b>
§ 2.1. Основні поняття і визначення.....	35
§ 2.2. В'язи в механізмах.....	37
§ 2.3. Кінематичні з'єднання.....	49
§ 2.4. Розширений принцип утворення механізмів. Структурні формули.....	56

§ 2.5. Структурні схеми механізмів. Методика виявлення надлишкових зв'язків в плоских механізмах.....	58
§ 2.6. Узагальнення структурних формул. Рівняння балансу рухомостей.....	65
§ 2.7. Динамічна структурна формула.....	74
§ 2.8. Зміна рухливості кінематичних пар і груп.....	77
§ 2.9. Елементи структурного синтезу механізмів.....	79
§ 2.10. Методи визначення, зменшення або усунення надлишкових зв'язків.....	81
§ 2.11. Усунення або зменшення надлишкових зв'язків у схемах деяких розповсюджених механізмів.....	83
Завдання.....	125
<b>Г л а в а 3. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ОКРЕМИХ СТРИЖНЬОВИХ МЕХАНІЗМІВ ЗАХОПЛЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ.....</b>	<b>129</b>
§ 3.1. Спарений стрижньовий кулісний захоплювальний пристрій.....	133
§ 3.2. Кулісний стрижньовий захоплювальний пристрій з V-подібною кулісою.....	139
§ 3.3. Центральний кривошипно-повзунковий захоплювальний пристрій з ведучим повзунком .....	142
§ 3.4. Центральний прямолінійно-напрямний кривошипно-повзунковий захоплювальний пристрій з ведучим кривошипом.....	146
<b>Перелік використаної та рекомендованої літератури.....</b>	<b>154</b>

## ПЕРЕДМОВА

Структурна теорія механізмів – перший розділ теорії механізмів, який здійснює напрямний вплив на розвиток усіх інших розділів. Результати структурних досліджень мають вирішальне значення при розробці й застосуванні загальних методів проектування кінематичних схем нових механізмів, при розробці загальних методів кінематичного, кінетостатичного й динамічного розрахунку структурно подібних механізмів, а також при розробці класифікації механізмів. Від розвитку структурної теорії суттєво залежить загальний прогрес теорії механізмів.

Фундаментальна праця німецького дослідника структури механізмів Ф. Рело (F. Reuleaux) про кінематичні пари і ланцюги та подальші роботи М. Грюблера (M. Grübler), Л. Ассура, А. Малишева стали основою класичної твердоелементної теорії механізмів XIX – початку XX сторіччя.

Революційним досягненням у розвитку структури механізмів став розроблений Л. Ассуром принцип утворення механізму, відповідно до якого механізм складається з ведучого та ведених ланцюгів. Ведучий ланцюг утворюється з ведучої ланки – «кривошип» та стійкі, інші

ланки складаються зі структурних груп і належать до веденого ланцюга. Цей принцип є основою методики структурного синтезу, кінематичного і кінетостатичного розрахунку механізмів. Однак з'явилися механізми, що не підкоряються цьому принципу утворення, в яких ведучий ланцюг не утворює пару зі стійкою. Існують механізми і зовсім без станини.

Сьогодні в лекційних курсах теорії механізмів і машин у вищій школі викладається класична теорія твердоелементних механізмів, проте творців сучасних машин, роботів, автоматизованих комплексів вона не задовольняє. В сучасних машинах масово використовується гідропривід, пневмопривід, електромагнітний привід, адаптивні, пружні, гнучкі і м'які елементи. З'явилася потреба в структурному аналізі враховувати крім геометричних і кінематичних в'язів ще і динамічні, внутрішні і зовнішні, псевдокінематичні і неголономні, двосторонні, неутримуючі і дробові. В'язі, як елементи, сутність яких може бути описана математичними рівняннями (а не ступені свободи), стали основними предметами дослідження структури механізмів.

Тому тепер можна стверджувати, що *класична структурна теорія механізмів необхідна, але не повна і недостатня.*

Створена на основі вчення про в'язи і розширеного принципу утворення механізмів, універсальна структурна теорія О. Озолса сприяє побудові статично визначених, самоустановлювальних механізмів, які позбавлені шкідливих повторювальних зв'язків, наявність яких утворює в з'єднаннях додаткові навантаження та зношування, знижує здатність навантаження, надійність і ККД, виключає невимушене збирання, приводить до заклинювання контурів ланок, вимагає жорстких допусків на виготовлення та збирання, робить конструкцію дорожчою.

Важливо зауважити, що вже за структурною схемою механізму можна судити про його основні експлуатаційні властивості й технологічність конструкції, а вмiле використання універсальних структурних формул озброює нас точним законом механіки, без якого проектування сучасних машин неможливе.

Вивчення структури механізмів в закладах вищої освіти пов'язане з подоланням здобувачами чималих труднощів. Освоєння структурної теорії відкриває шлях до створення сучасних механізмів. Відмова від вивчення традиційних твердоелементних механізмів та оволодіння універсальною структурною теорією вимагає від здобувачів засвоєння основ вчення про зв'язки у розширеному принципі побудови механізмів, що нелегко.

Основним стрижнем сучасної структурної теорії не є стільки визначення рухомості механізму, скільки методика виявлення та зменшення шкідливих повторюваних (надлишкових) зв'язків, що істотно знижують працездатність механізму.

Щоб полегшити здобувачами вищої освіти оволодіння універсальною структурною теорією механізмів, необхідно всіляке збільшення наочності навчального матеріалу за рахунок великої кількості прикладів і завдань із застосуванням сучасних засобів засвоєння. Це має підвищити й інтерес здобувачів вищої освіти механічного профілю до тонкощів будови величезного різноманіття механізмів, що містять з'єднання з твердими, рідкими, пружними проміжними елементами, з рухомими і нерухомими основами, із зовнішніми та динамічними зв'язками, з регульованими ланками та ланками, що налаштовуються, з механічними акумуляторами.



Багато прикладів зі складання структурних та кінематичних схем великої кількості поширених механізмів наведених в посібнику наочно ілюструє застосування структурних формул О. Озолса та має на меті полегшити студентам оцінку рухомості механізму, визначення числа надлишкових зв'язків  $i$ , в кінцевому рахунку, проектування схем самоустановлювальних статично визначених механізмів, що задовольняють сучасним вимогам техніки.

В техніці аграрного виробництва, де рухома основа у формі рамної конструкції значних розмірів відносно легко деформується при переміщенні машин по нерівному профілю під дією сил технологічного опору, гравітаційних та інших сил, особливо важливим є створення самоустановлювальних механізмів без шкідливих надлишкових зв'язків. Значна кількість відмов в сільськогосподарських машинах пов'язана з наявністю дефектів структури механізмів. В результаті навантаження на окремі ланки і елементи кінематичних пар таких нераціональних механізмів можуть багатократно перевищувати припустимі, що визначені за результатами технологічного навантаження і заданого руху. Механізм під час навантаження сам намагається позбутися надлишкових зв'язків й уникнути зацемлення кінематичних пар, в результаті чого виникають великі зазори в сполуках, що викликає періодичне зіткнення мас та значні динамічні навантаження і шум. Тому механізми, особливо сільськогосподарських машин, повинні бути статично визначеними, адаптивними до навантаження і позбавлені шкідливих надлишкових зв'язків. виправлення структури механізмів діючих машин в процесі їхньої реконструкції є основним й дуже ефективним засобом підвищення їхньої надійності і довговічності.

Нажаль, самоустановлювальні механізми та їхні переваги ще не отримали достатнього висвітлення в навчальних інструментах теорії механізмів, тому запропонований навчальний посібник буде корисним для підготовки бакалавра-механіка аграрного устаткування. Сьогодні є загальноприйнятим, що від стану і розвитку структурної теорії залежить прогрес теорії механізмів як науки, яка є теоретичною основою машинобудування

Цей навчальний посібник є спробою одного з варіантів викладу структури механізмів в лекційному курсі теорії механізмів і машин й має за мету допомогти здобувачам вищої освіти механічного профілю у вивченні першого основного розділу – структурної теорії.

Рекомендується для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності 208 «Агроінженерія» ОПП «Агроінженерія», може бути корисним здобувачам другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності 208 «Агроінженерія» та здобувачам освіти третього (наукового) рівня відповідного напрямку.

# СТРУКТУРА МЕХАНІЗМІВ

## Г л а в а 1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ КЛАСИЧНОЇ СТРУКТУРНОЇ ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ

### § 1.1. Ступені свободи і умови зв'язку

Під ступенями свободи (рухомостями) розуміють кількість можливих незалежних переміщень точки або тіла. Матеріальна точка на площині має дві ступені свободи  $(x, y)$ , а просторі – три  $(x, y, z)$ . Вільне тверде тіло щодо просторової нерухомої системи координат (рис. 1, *a*) має шість ступенів рухливості  $W = 6$  (три поступальні вздовж осей і три обертальних щодо них), а на площині (рис. 1, *b*) – три  $W = 3$  (два поступальні вздовж осей і одне обертальне в площині). При переході від просторового становища в плоске тіло втрачає три рухливості, тобто накладаються три обмеження – в'язи (зв'язки).

Зрозуміло, що мінімальне число в'язів дорівнює одиниці, оскільки при відсутності в'язів тіла не мають ніякого з'єднання. Максимальне ж число в'язів не може бути більшим п'яти, так як вже при шести в'язях два тіла не можуть здійснювати відносний рух і утворюють одне тіло. Отже число умов зв'язку може бути від 1 до 5. Рухомості (ступені

свободи) та умови зв'язку поняття які виключають одне одного – чим більше накладено в'язів, тим менше залишається ступенів свободи.

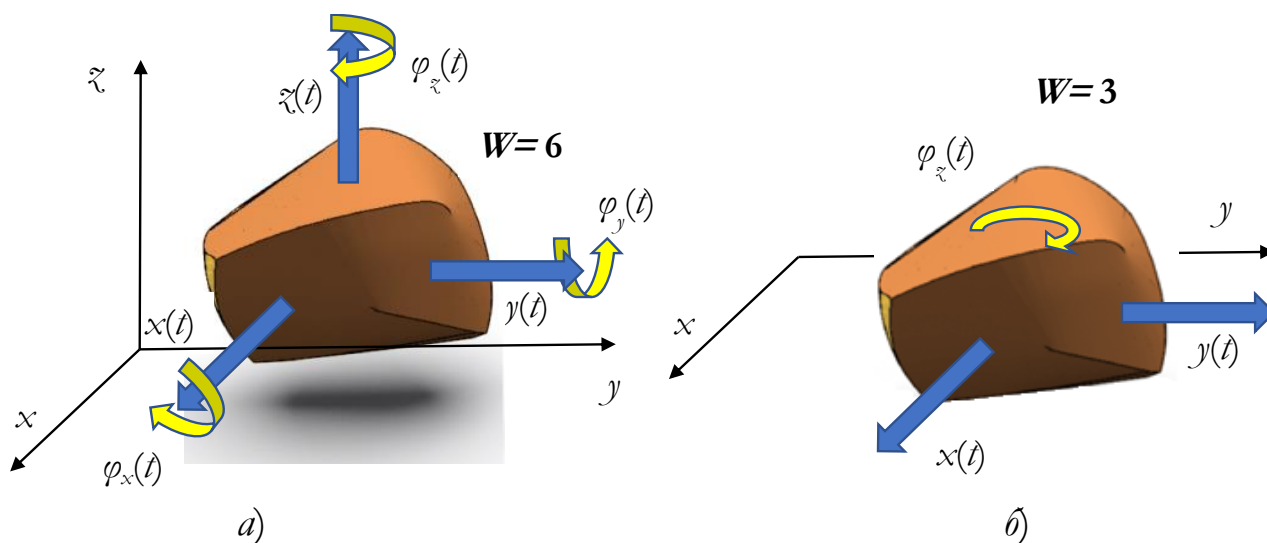


Рис. 1

Важливо відмітити, що в'язи не тільки обмежують рух, але й характеризують передавання сил. Кожний зв'язок забезпечує передавання сил, які називають реакцією в'язей.

В'язи можуть бути геометричні, кінематичні і динамічні.

## § 1.2. Ланки механізму

Природа не має абсолютно твердих тіл. В теорії механізмів використовують термін «ланка» замість прийнятого в теоретичній механіці терміну «абсолютно тверде тіло». Ланка механізму – тверде тіло, що входить до складу механізму.

В теорії механізмів нехтують малими пружними деформаціями ланок під час навантаження і змінами їх розмірів у зв'язку з неточністю їх виготовлення, важливою характеристикою ланки залишається форма контактування з іншими ланками і їх взаємне розташування.

Окрема ланка може складатися з декількох, нерухомо скріплених

між собою деталей, які рухаються як одне тверде тіло, тому на схемах ланки зображують не враховуючі їхні конструктивні форми. Неважливими для структурного аналізу також є матеріал, форма, маса, конструкція ланок. Характер відносного руху з'єднаних ланок залежить тільки від виду їх зчленування. Таких місць на одній ланці може бути декілька, на зібраному шатуні (рис. 2, а) їх два – внутрішні циліндричні поверхні, на косинці (рис. 2, в) їх три – дві зовнішні сферичні і одна циліндрична поверхні.

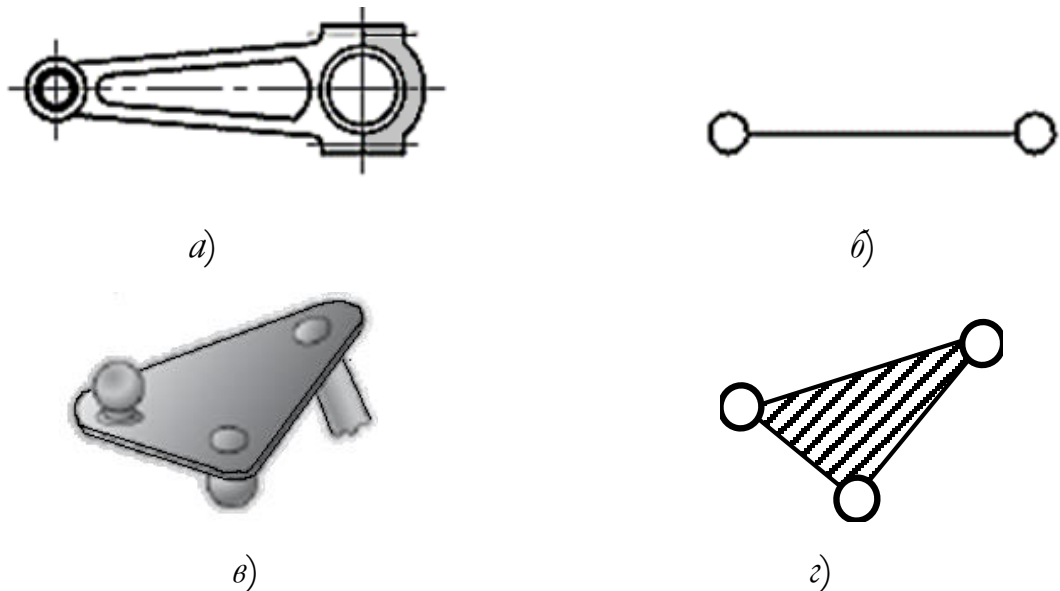


Рис. 2

На схемі зібраний шатун двигуна (рис. 2, а) і його зображення на кінематичній схемі (рис. 2, б).

### § 1.3. Кінематичні пари та їх класифікація. Кінематичні з'єднання

Кінематична пара – рухоме з'єднання двох дотичних ланок, яке обмежує їхній відносний рух. Всяка кінематична пара обмежує рух з'єднаних нею ланок.

Кінематичні пари класифікують за ознаками:

1. За характером дотику ланок, що утворюють кінематичні пари, їх поділяють на нижчі та вищі:

– нижча кінематична пара має доторкання ланок по площині або поверхні;

– вища кінематична пара має доторкання по лінії або в точці.

2. За кількістю накладених геометричних в'язів у відносному русі ланок пари діляться на класи від першого до п'ятого  $p_1, p_2, \dots, p_5$ . Максимальна кількість в'язів, які можуть бути накладені між ланками – п'ять, інакше ланки утворюють нерухоме з'єднання і їх відносний рух неможливий. Якщо позначити  $S$  – число в'язів, а  $f$  – ступінь свободи, їх залежність виглядає як  $f = 6 - S$ .

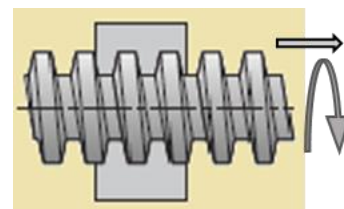
3. За характером відносного руху ланок пари поділяють на поступальні й обертальні, плоскі та просторові.

Кінематичні пари можуть бути з односторонніми та двосторонніми в'язями.

Пари відносяться до п'ятого класу якщо, за результатами накладання в'язей залишається не знищеною одна ступінь свободи у відносному русі, до другого класу – коли залишилося дві ступені свободи й т. д. В плоских механізмах можуть бути реалізовані тільки пари п'ятого і четвертого класу.

В таблиці 1 представлені кінематичні пари I...V ( $p_1, p_2, \dots, p_5$ ) класу, які часто зустрічаються в механізмах.

Гвинтова пара при нерухомій гайці, допускає обертання навколо осі гвинта і одночасне його переміщення уздовж цієї осі. Оскільки ці два рухи взаємозалежні, то гвинтова пара має одну рухомість



Таблиця 1

Число в'язей	Число ступенів свободи	Клас кінематичної пари	Характеристика пари	Рисунок	Умовне позначення
5	1	$p_5$	поступальна, нижча, пласка, однорухома		
5	1	$p_5$	обертальна, нижча, пласка, однорухома		
4	2	$p_4$	циліндрична, нижча, просторова, дворухома		
4	2	$p_4$	сферична з пальцем, нижча, просторова, дворухома		
3	3	$p_3$	сферична, нижча, просторова, трирухома		
3	3	$p_3$	площинна, нижча, пласка, трирухома		
2	4	$p_2$	шар-циліндр, вища, просторова, чотирьохрухома		
2	4	$p_2$	циліндр-площина, вища, просторова, чотирьохрухома		
1	5	$p_1$	шар-площина, вища, просторова, п'ятирухома		

$f = 1$ , а накладених в'язей в ній п'ять  $S = p_5 = 5$ .

В нижчих парах має місце чисте ковзання й можливе оберненість руху. У вищих парах має місце кочення, можливе кочення і кочення з ковзанням, а оберненість руху неможлива. Нижчі кінематичні пари передають більші зусилля ніж вищі завдяки більшій площі дотику в парі, що суттєво знижує питомий тиск і зношування. Такі кінематичні пари є більш технологічними. Обертальним парам надається перевага як більш надійним. Перевагою вищих пар є можливість відтворення самих найрізноманітніших законів руху вихідної ланки та зменшення тертя при застосуванні кінематичних з'єднань.

Кінематичні пари можуть здійснювати односторонній зв'язок або двосторонній. В парах площинній, циліндр-площина і шар-площина (див. табл. 1) замикання здійснюється тільки з одного боку (нижнього), тому можливе переміщення елементів ланок в протилежний бік. Для того, щоб елементи кінематичних пар знаходились в двосторонньому контакті, пари повинні бути замкнуті. В нижчих парах зазвичай здійснюється геометричне замикання, передбачене конструкцією з'єднання. Обертальна, поступальна, гвинтова, циліндрична і сферична (таблиця 1) кінематичні пари є замкнутими геометрично, оскільки постійний контакт елементів ланок цих пар забезпечується їхніми геометричними формами.

У вищих парах потрібне силове, тобто примусове замикання, яке гарантує умову існування кінематичної пари. Замикання може бути здійснене дією зовнішніх сил: гравітаційних, електромагнітних, сил пружності.

Рухоме зчленування можливо реалізувати не тільки кінематичними



парами, а й за допомогою кінематичних з'єднань (рис. 3) введеними між ланками проміжних тіл. Прикладом є підшипники кочення, роликові напрямні та ін. Сферичний підшипник допускає три обертання також як і сферичний шарнір, радіальний підшипник – одне обертання як і циліндричний шарнір. Клас кінематичного з'єднання відповідає класу кінематичної пари.

Кінематична пара не може передати тільки моменти без передачі сил, кінематичне з'єднання має таку можливість.

#### § 1. 4. Кінематичний ланцюг. Механізм. Формули рухомостей

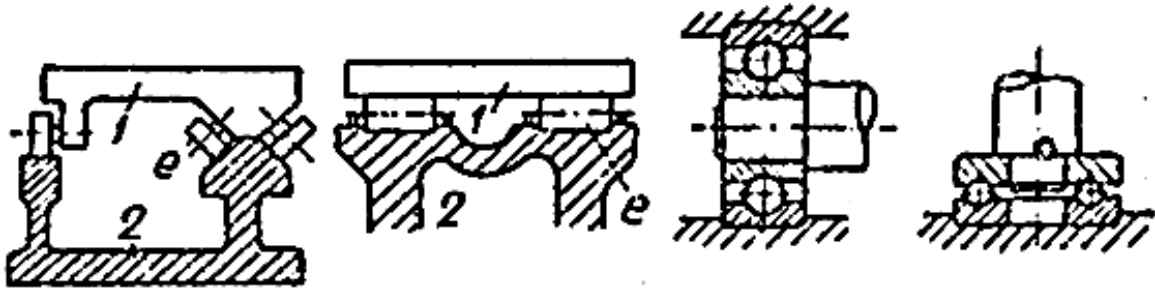
Основною властивістю механічних систем є механічний рух матеріальних тіл. В природі і техніці є величезне різноманіття невільних механічних систем, але не всяка з них є механізмом.

Декілька ланок, з'єднаних між собою кінематичними парами, утворюють кінематичний ланцюг. Кінематичні ланцюги бувають: прості (рис. 4, *a, б*), складні (рис. 4, *в, г*), замкнені (рис. 4, *б, г*), незамкнені (відкриті) (рис. 4, *а, в*), плоскі та просторові (рис. 4, *д, е*). До складу складних кінематичних ланцюгів входять базові ланки (рис. 4, *в*, поз.1; рис. 4, *г*, поз. 1 і 2), що мають більш ніж дві кінематичні пари.

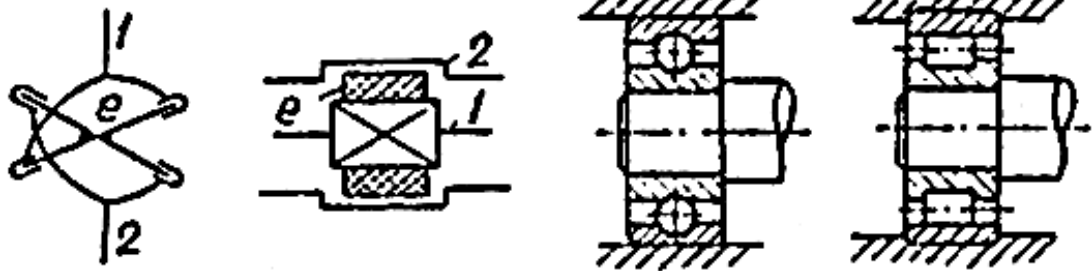
У незамкнених ланцюгах хоча б одна ланка має тільки одну кінематичну пару. Просторові ланцюги: замкнені рис. 4, *д* – в основі механізмів платформ (верхня ланка – базова), просторові незамкнені рис. 4, *е* – лежать в основі механізмів роботів, маніпуляторів, захоплювачів, екскаваторів, навантажувачів, крокуючих машин.

Найбільше розповсюдження отримали плоскі кінематичні ланцюги.

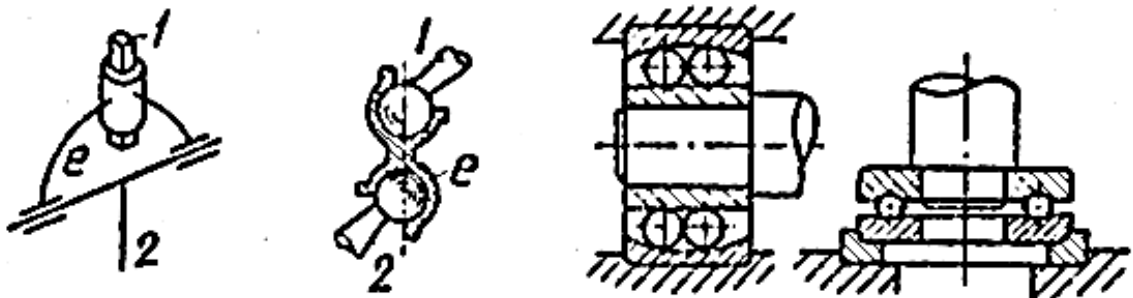
Однорухомі (V класу)



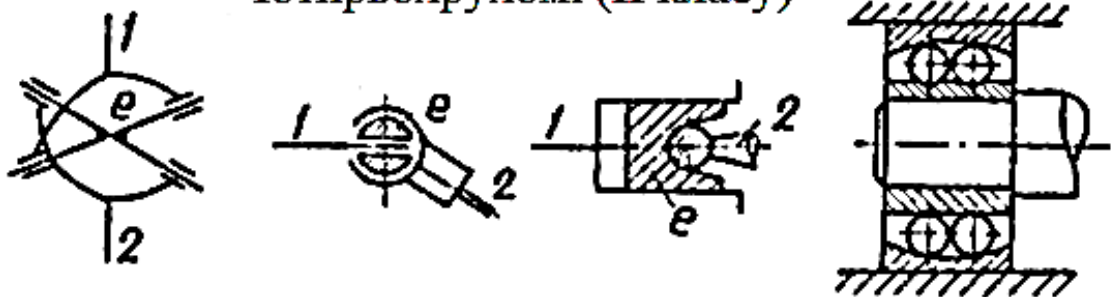
Дворухомі (IV класу)



Трирухомі (III класу)



Чотирьохрухомі (II класу)



П'ятирухомі (I класу)

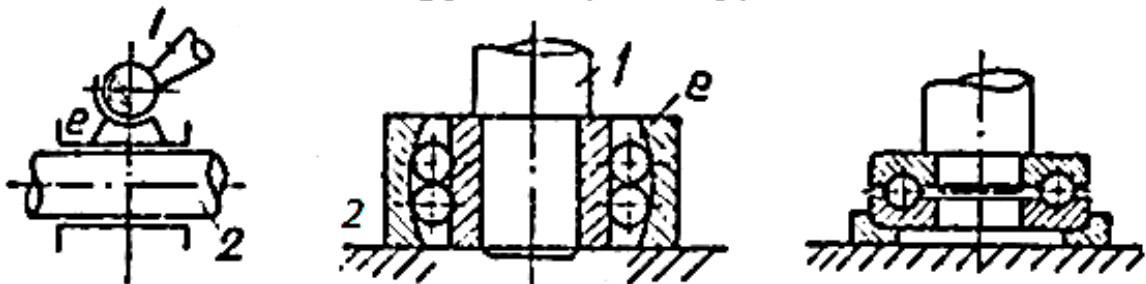


Рис. 3. Кінематичні з'єднання

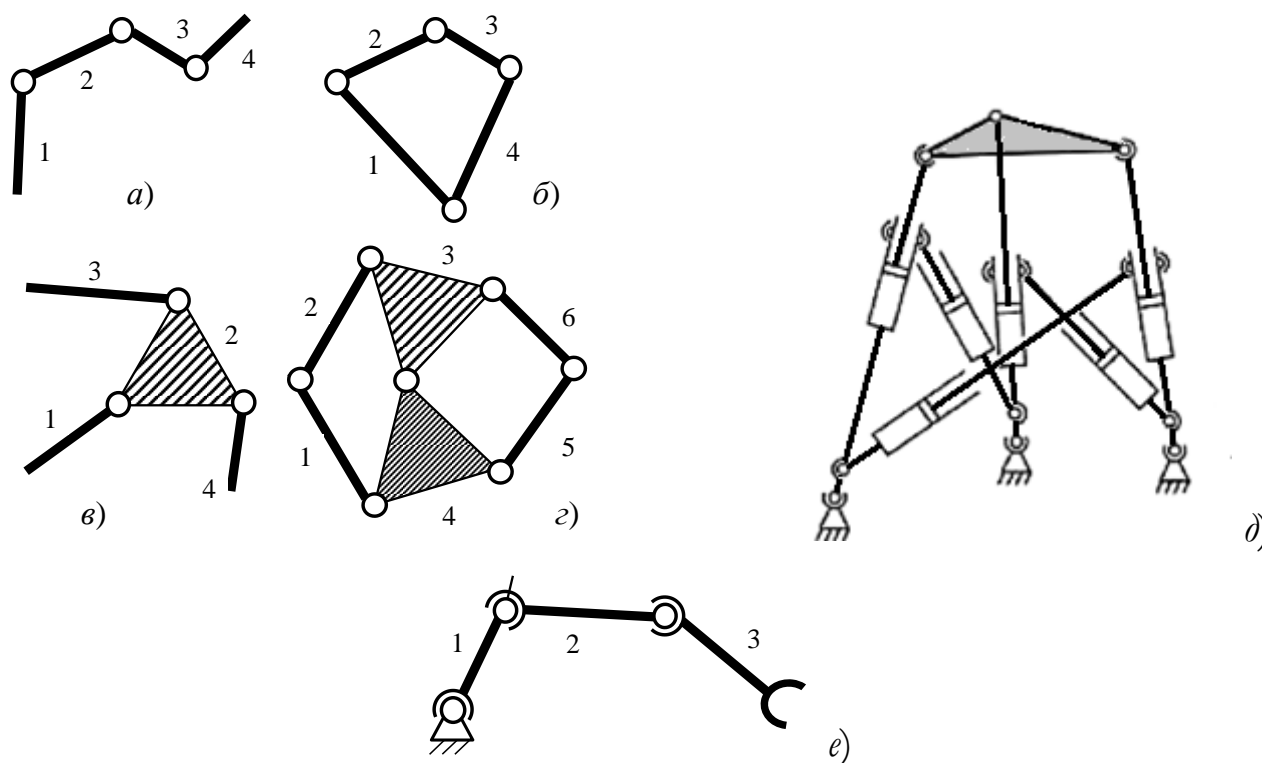


Рис. 4.

Плоским ланцюгом і створеного на його основі механізмом будемо вважати такий, точки ланок якого рухаються в паралельних площинах. Тому для рішення задачі аналізу такого механізму цілком достатньо розглянути одну єдину з цих взаємно паралельних площин.

Позначимо для плоского кінематичного ланцюга:  $n$  – число ланок;  $p_5$  – кількість кінематичних пар п'ятого класу;  $p_4$  – відповідно четвертого класу. Якщо ланки на площині були б вільними, то мали б  $3n$  ступенів свободи. Але оскільки всі ланки пов'язані і утворюють кінематичні пари не нижче за  $p_4$ , а клас кінематичної пари дорівнює числу в'язей, то ступінь свободи  $W$  плоского кінематичного ланцюга дорівнює

$$W = 3n - (2p_5 + p_4).$$

Рухомість замкненого чотирьохшарнірного кінематичного ланцюга (рис. 4, б) з параметрами  $n = 4$ ,  $p_5 = 4$ ,  $p_4 = 0$ , складе:  $W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 0 = 4$ , з яких одна основна рухомість (змінність контуру) та три

рухомості ланцюга як єдиного цілого на площині. Цей ланцюг може стати механізмом, якщо виключити його довільний рух площиною. Для цього одну з ланок потрібно зробити нерухомою (рис. 5, а), а залежність для визначення рухомості  $W$  плоского механізму набуде вигляду формули Грюблера або «пласкої» формули Малишева:

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

Тоді рухомість цього механізму складе  $W = 3(4 - 1) - 2 \cdot 4 - 0 = 1$ , тобто залишиться лише основна рухомість. Ведучу (вхідну, початкову) ланку

(кривошип або повзунок) механізму, закон руху якого заданий, позначають на схемах стрілкою. Прикладами початкових механізмів є механізми електродвигунів і генераторів, відцентрових насосів, вентиляторів (початкові механізми кривошипи), гідро- та пневмоциліндрів (початкові механізми повзунки).

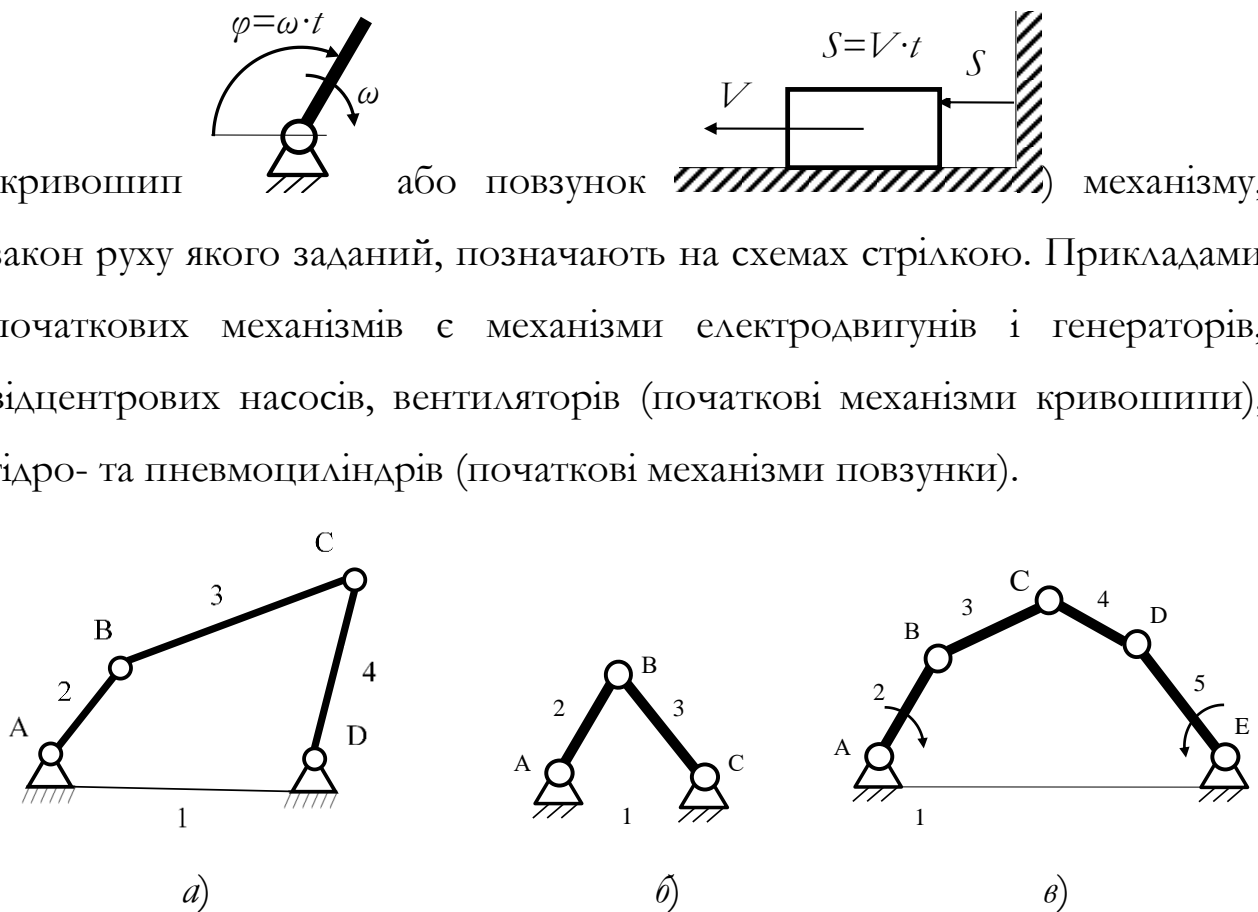


Рис. 5

Ведучою ланкою називають таку, для якої робота прикладених до неї зовнішніх сил, додатна. Відповідно веденою ланкою називають таку, для якої робота прикладених до неї зовнішніх сил, від'ємна. Вхідною називають ланку, якій надається початковий рух, що

перетворюється проміжними ланками механізму в потрібний рух. Вихідною називають ланку, що здійснює рух, для виконання якого призначений механізм. Існують механізми в яких декілька вхідних і вихідних ланок. Наприклад, в зернозбиральному комбайні при одному двигуні вихідних рухів декілька: вихід на колеса, вихід на мотовило, вихід на шнеки, вихід на вентилятор, вихід на подрібнювач соломи, інші.

Визначимо рухомість конструкції, складеної з трьох ланок і трьох шарнірів (рис. 5, б). Підрахунок за формулою (1) за вихідними даними  $n = 3, p_5 = 3, p_4 = 0$  свідчить  $W = 3(3 - 1) - 2 \cdot 3 - 0 = 0$  про нерухомість механізму, тобто конструкція утворює статично визначену ферму. Плaskий шарнірний п'ятиланковий механізм (рис. 5, в) має такі структурні параметри:  $n = 5, p_5 = 5, p_4 = 0$ , його рухомість складе  $W = 3(5 - 1) - 2 \cdot 5 - 0 = 2$ , тобто для здійснення однозначності руху вихідних ланок ведучих ланок повинно бути дві. У такому механізмі з двома ступенями свободи ведучими можуть бути ланки 1 й 4.

Для виконання заданих функцій машини, які забезпечуються однозначністю і визначеністю переміщень ланок, необхідно, щоб число ведучих ланок й число ступенів свободи механізму співпадали, тому **механізмом можна назвати замкнутий кінематичний ланцюг з числом ступенів свободи (рухомістю) яка співпадає з числом ведучих ланок.**

Більшість механізмів мають одну нерухому і одну ведучу ланку.

Для визначення числа ступенів свободи просторових механізмів використовують формулу Малишева:

$$W = 6(n - 1) - (5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1). \quad (2)$$

Тут  $p_5$  – кількість кінематичних пар V-го класу, а кожна така пара накладає п'ять умов зв'язку на відносний рух ланок, тому  $5p_5$  – загальна кількість умов зв'язку, накладені всіма однорухомими парами V-го класу. Відповідно:  $p_4$  – кількість кінематичних пар IV-го класу,  $4p_4$  – загальна кількість умов зв'язку, накладених на відносний рух ланок усіма парами IV-го класу;  $p_3$  – кількість кінематичних пар третього класу,  $3p_3$  – загальна кількість умов зв'язку, накладених усіма парами III-го класу;  $p_2$  – кількість кінематичних пар другого класу,  $2p_2$  – загальна кількість умов зв'язку, накладених усіма парами 2-го класу;  $p_1$  – кількість кінематичних пар першого класу,  $1p_1$  – загальна кількість умов зв'язку, накладених усіма парами першого класу.

Число ступенів свободи пласких й просторових механізмів можливо також визначити за формулами О. Озолса. Рухомість плаского механізму:

$$W = 2p_4 + p_5 - 3k. \quad (3)$$

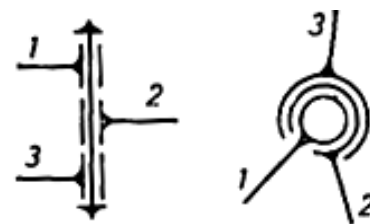
Тут число незалежних контурів механізму  $k = p_4 + p_5 - n + 1$ , може бути також визначено за структурною схемою механізму.

Рухомість просторового механізму:

$$W = 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5 - 6k, \quad (4)$$

$k = p - n + 1$ , загальна кількість кінематичних пар  $p = p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5$ .

За наявності в схемі складного шарніра, де осі декількох шарнірів співпадають в одному вузлу, кількість пар п'ятого класу слід вважати на одиницю меншою за число з'єднаних ланок  $p_5 = n - 1 = 3 - 1 = 2$ .



При визначенні числа ступенів свободи

механізмів потрібно рахуватися з наявністю небажаних пасивних зв'язків і зайвими ступенями свободи, які не впливають на кінематику руху. В'язи, що не впливають на кінематику руху при визначені загальної рухомості механізму  $W$  повинні бути виключені із загального числа в'язів. На рис. 6, а представлений приклад статично визначеної системи ( $W = 0$ ).

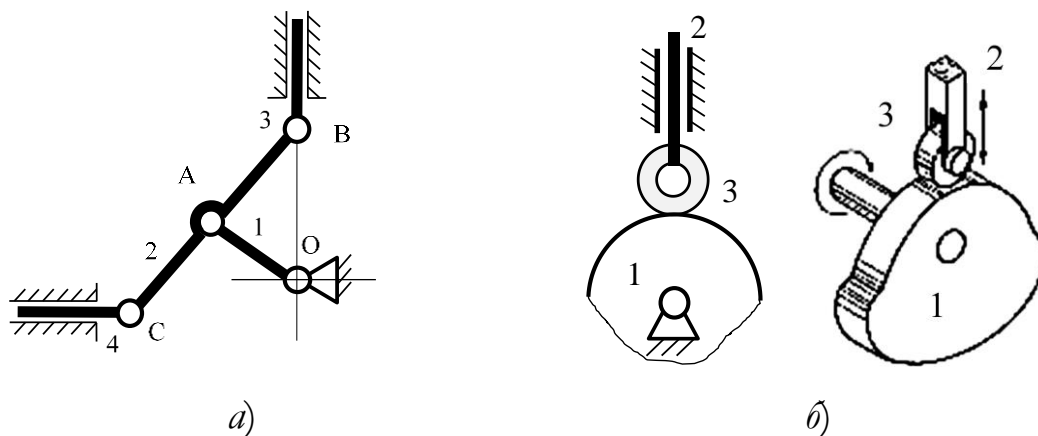


Рис. 6

Якщо відкинути ланку 1, то кожна з точок ланки 2 буде описувати еліпс, а середня точка А – коло радіуса ОА з центром в О. Ланка 1, що приєднана шарнірами в точках О і А, додатково руху не обмежує, тому накладений ланкою зв'язок – пасивний. Не порушуючи кінематику руху зі схеми може бути видалені або ланка 1, або ланка 3, або ланка 4.

Число пасивних зв'язків можливо знайти, зіставивши число ступенів свободи, знайденою за формулою (1) з фактичною  $W_M$ . Для цього механізму  $n = 5$ ,  $p_5 = 6$ ,  $p_4 = 0$ ,  $W = 3(5 - 1) - 2 \cdot 6 - 0 = 0$ , а фактична  $W_M = 1$ , тому число пасивних зв'язків рівно 1.

Слід зауважити, що формули (1...4) справедливі тільки для ідеальних механізмів, позбавлених похибок виготовлення та збирання. В реальних механізмах завдяки неминучим похибкам невимушене збирання буде можливим, якщо кінематичні пари зможуть

компенсувати похибки та забезпечити самовстановлення ланок. В таких механізмах не буде в'язей, усунення яких не збільшує рухомість механізму (**надлишкових** зв'язків).

Крім того, в механізмах можуть існувати ланки, які мають власну, локальну рухливість, що не впливає на рух інших ланок та механізму в цілому. Такі рухливості (ступені свободи) називають місцевими і не завжди зайвими. Вони формально збільшують загальну кількість ступенів свободи механізму  $W$ , але не збільшують кількість узагальнених координат і не змінюють основну рухомість механізму.

На рисунку 6, б представлена схема кулачкового механізму зі штовхачем, що рухається поступально. Тут ролик 3, що утворює обертальну пару зі штовхачем 2, міг би обертатися навколо своєї осі, ковзаючи відносно поверхні кулачка 1. Тобто цей його обертальний рух є локальним і не впливає на переміщення ні кулачка 1, ні штовхача 2. Введення рухомого ролика до складу цього механізму технологічно виправдано зниженням сил тертя між поверхнями кулачка та штовхача та їх зносу, хоча загальна рухомість механізму збільшена на одиницю. Для цього плоского механізму за формулою (1)  $n = 4$ ,  $p_5 = 3$ ,  $p_4 = 1$  (пласка дворухома пара 1-3),  $W = 3(4 - 1) - 2 \cdot 3 - 1 = 2$ .

## § 1.5. Структурний аналіз плоских стержневих механізмів.

### Класифікація механізмів

Структурний аналіз дозволяє з'ясувати особливості побудови механізму, вибрати послідовність і метод подальшого кінематичного та силового його дослідження. Запропонований Л. Ассуром метод структурного аналізу ґрунтується на принципі: рухомість механізму не



зміниться, якщо до нього приєднати або від нього від'єднати статично визначну групу ланок із числом ступенів свободи  $W = 0$ . Ці структурні групи, які неможливо розкласти на більш прості з нульовою рухомістю, названі групами Ассура.

Умова існування будь-якої такої структурної групи, в складі якої тільки однорухомі пари, описується формулою

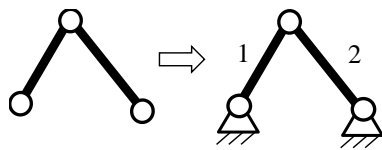
$$W = 3n - 2p_5 = 0.$$

Оскільки кількість ланок  $n$  та кількість кінематичних пар  $p_5$  – цілі числа,

то  $n = 2 \frac{p_5}{3}$  – кратне 2, тобто **парно**, а

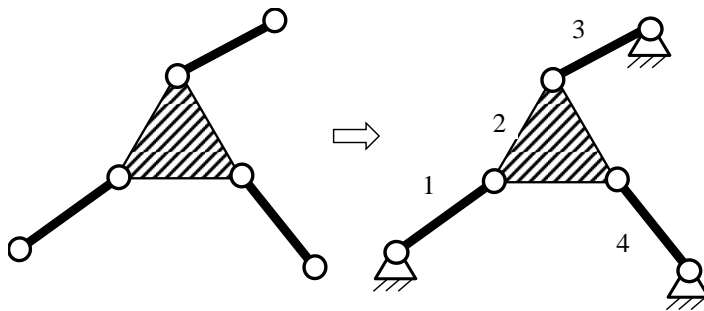
$$p_5 = 3 \frac{n}{2} \text{ – кратне 3.}$$

Найпростіша група Ассура має  $n = 2, p_5 = 3$ :



$W = 0$ , двоповідкова (діада)

Вільними шарнірами поводків групи приєднуються до механізму.

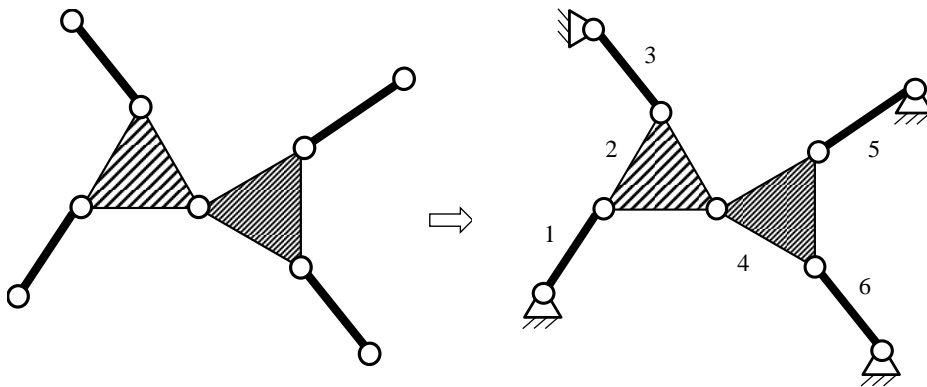


$$n = 4,$$

$$p_5 = 6,$$

$$W = 0,$$

трьохповідкова



$$n = 6,$$

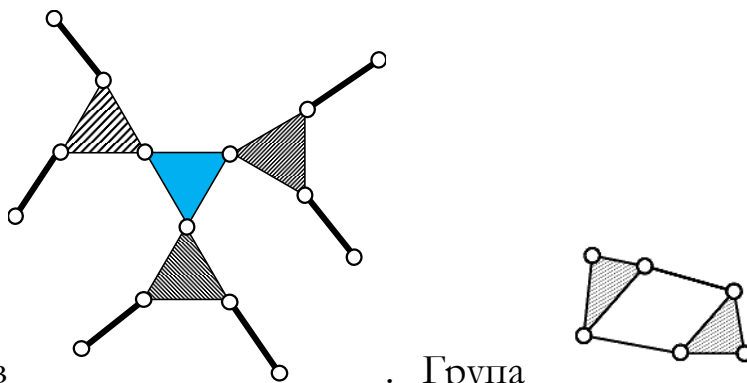
$$p_5 = 9,$$

$$W = 0,$$

чотирьохповідкова і так далі.

Усі механізми, що містять наведені групи, віднесені Ассуром до механізмів першого класу. Всередині класу розрізняють порядок: другий, якщо механізм складається лише з діад; третій і четвертий, якщо найстарша група трьох- чи чотирьохповідкова.

Групи другого класу мають в своєму складі трьохшарнірну базову



ланку без вільних поводків

. Група

третього класу у вигляді замкненого контуру не має вільних поводків й відноситься до нульового порядку.


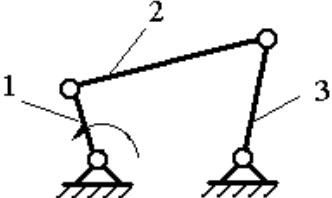
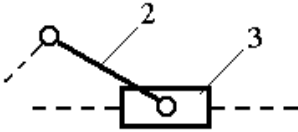
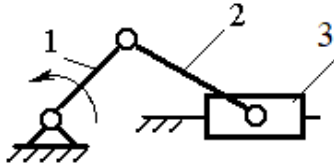
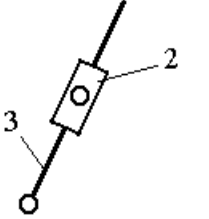
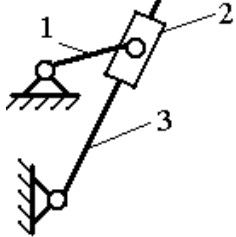
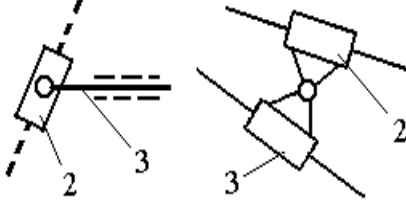
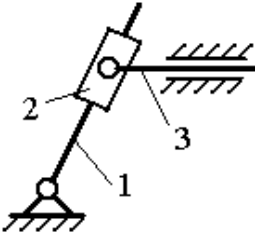
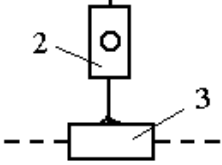
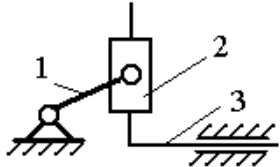
Виконати структурний синтез, або створити будь-який новий механізм можна з простішого механізму шляхом нашарування (приєднання) кінематичних ланцюгів з числом ступенів свободи  $W = 0$  до початкового механізму з рухливістю  $W = 1$ .

Найбільш поширені двоповідкові структурні групи поділяються на 5 видів (модифікацій).

У шарнірному чотирьохланковому механізмі (табл. 2, 1 вид) ланка 2, яка утворює кінематичні пари тільки з рухомими ланками і здійснює плоскопаралельний рух, називається шатуном. Ланка 1 здійснює повне обертання навколо нерухомої вісі й називається кривошипом. Ланка 3 робить хитальні рухи відносно вісі й називається коромислом. Замінюючи у цьому механізмі одну або дві обертальні кінематичні пари на поступальні, одержимо різні механізми: з однією

поступальною кінематичною парою можна одержати кривошипно-повзунковий механізм. Такий механізм можна одержати, якщо стійкою зробити ланку, яка входить в поступальну пару (табл. 2, 2 вид). При цьому у механізмі з'явиться повзун 3 – ланка, що здійснює прямолінійний поступальний рух.

Таблиця 2

Кінематична схема структурної групи, вид	Механізм містить одну таку структурну групу
<p>1 вид</p> 	 <p>шарнірний чотириохланковий</p>
<p>2 вид</p> 	 <p>кривошипно-повзунковий</p>
<p>3 вид</p> 	 <p>кулісний</p>
<p>4 вид</p> 	 <p>тангенсний</p>
<p>5 вид</p> 	 <p>синусний</p>

Примітка. 1 – ведуча ланка; 2 і 3 – ланки, що утворюють структурну групу Ассура.

Якщо після заміни обертальної кінематичної пари на поступальну стійкою виконати ланку, яка входить у дві обертальні кінематичні пари, то утвориться кривошипно-кулісний механізм (табл. 2, 3 вид). Тут ланка 4 – куліса, тобто ланка, яка обертається навколо нерухомої вісі і утворює з другою ланкою поступальну кінематичну пару.

З чотириланкового кінематичного ланцюга з двома несуміжними поступальними парами можна отримати тільки тангенсний механізм (табл. 2, 4 вид), в якому переміщення повзуна 2 пропорційне тангенсу кута повороту куліси 1.

Чотириланковий кінематичний ланцюг з двома суміжними поступальними парами утворює синусний механізм (табл. 2, 5 вид), в якому повзунок 2 переміщується пропорційно синусу кута повороту кривошипа 1, якщо кут між осями поступальних пар дорівнює  $90^\circ$ .

Для визначення класу та порядку механізму його розчленовують на структурні групи, починаючи з кінця механізму. За початок механізму приймають ведучу ланку (початковий механізм). Від кінця механізму відокремлюються по черзі найпростіші структурні групи до того стану, поки залишиться лише початковий механізм (їх може бути кілька). Потрібно мати на увазі, що структура механізму залежить від завдання ведучої ланки. Послідовність приєднання груп визначає порядок кінематичного і силового розрахунку механізму. За класом структурних груп визначають клас механізму. Кількість початкових механізмів дорівнює числу основних рухомостей  $W$ .

Існують механізми, початковий рух в яких задається не відносно нерухомої ланки, а між двома рухомими ланками, які не можуть бути розділені на статично визначені групи Ассура. Вони називаються

механізмами із завданним відносним рухом ланок й потребують особливих методів дослідження.

Крім класифікації механізмів за структурними ознаками існують класифікації за функціональними характеристиками.

### Приклади і завдання

Приклад 1. Визначити рухомість плаского механізму, його клас і порядок. Ступінь рухомості механізму  $W$  обчислюємо за формулою Грюблера

$$W = 3(n - 1) - (2p_5 + p_4)$$

Тут загальне число ланок  $n = 6$ , число однорухомх пар  $p_5 = 6 + 1 = 7$  (пари 0-1, 1-2, 2-3, 3-0, 3-4, 4-5 обертальні, пара 5-0 поступальна), дворухомих пар немає  $p_4 = 0$ , тоді  $W = 3(6 - 1) - 2 \cdot 7 - 0 = 1$ .

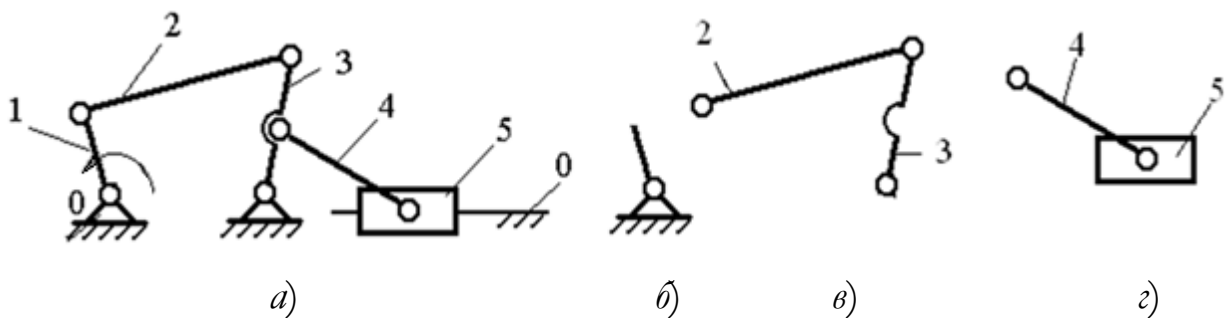


Рис. 7

Рухомість механізму за формулою О. Озолса

$$W = 2p_4 + p_5 - 3k$$

$W = 0 + 7 - 3 \cdot 2 = 1$ , тут число контурів механізму  $k = p_4 + p_5 - n + 1 = 0 + 7 - 6 + 1 = 2$  (контури 0-1-2-3 та 0-3-4-5). Результати співпадають.

В даному випадку  $W = 1$ , а це означає, що в механізмі має бути одна ведуча ланка і, відповідно, один початковий механізм.

Далі показано розчленування цього плоского важільного механізму на структурні групи (рис. 7): *a* – вихідний механізм; *б* – початковий механізм; *в* – діада 1-й клас, другий порядок, 1-й вид; *г* – діада 1-й клас, другий порядок, 2-й вид.

Механізм належить до першого класу другого порядку.

Приклад 2. Визначити рухомість плоского механізму очистки комбайна, його клас і порядок.

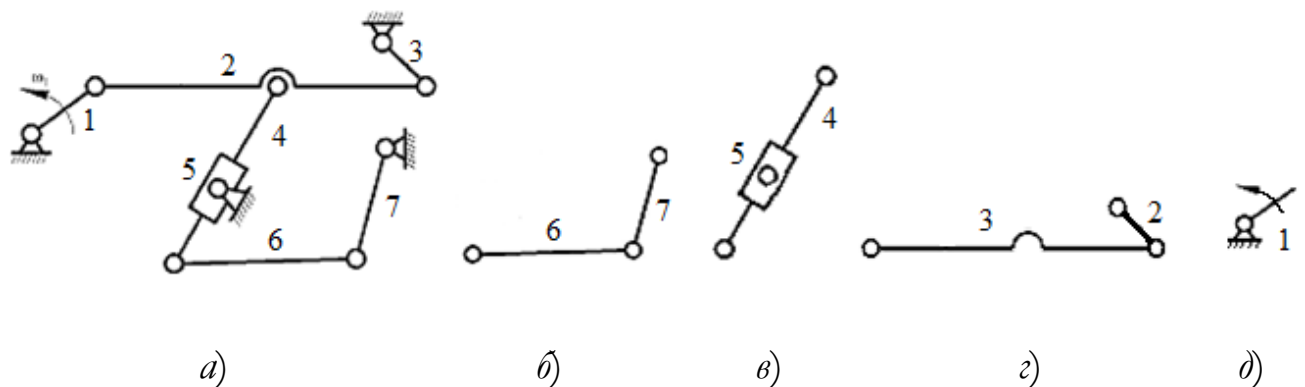


Рис. 8

Ступінь рухомості механізму  $W$  обчислюємо за формулою (1):  $W = 3(8 - 1) - 2 \cdot 10 - 0 = 1$ . Тут загальне число ланок  $n = 8$ , число однорухомх пар  $p_5 = 9 + 1 = 10$  (пари 0-1, 1-2, 2-3, 3-0, 2-4, 5-0, 4-6, 6-7, 0-7 обертальні, пара 4-5 поступальна), дворухомих пар немає  $p_4 = 0$ .

Рухомість механізму за формулою (3):  $W = 0 + 10 - 3 \cdot 3 = 1$ , тут число контурів механізму  $k = p_4 + p_5 - n + 1 = 0 + 10 - 8 + 1 = 3$  (контури 0-1-2-3, 0-3-2-4-5 та 0-5-4-6-7). Результати співпадають.

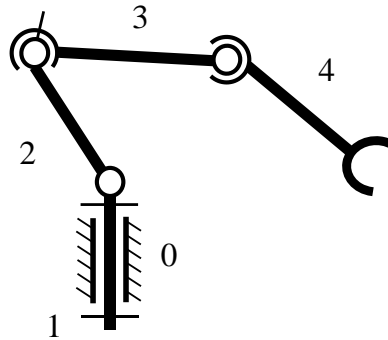
$W = 1$ , тому в механізмі має бути одна ведуча ланка і відповідно один початковий механізм.

Далі показано розчленування цього плоского важільного механізму на структурні групи рис. 8, *a* – вихідний механізм; *б* – діада 1-й клас, другий порядок, 1-й вид; *в* – діада 1-й клас, другий порядок, 3-й

вид;  $\varepsilon$  – діада 1-й клас, другий порядок, 1-й вид.,  $\vartheta$  – початковий механізм.

Механізм належить до першого класу другого порядку.

Приклад 3. Визначити рухомість просторового механізму.



Ступінь рухомості просторового механізму обчислюємо за формулою Малишева  $W = 6(n - 1) - (5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1)$ . Тут загальне число ланок  $n = 5$ , число однорухомх пар  $p_5 = 2$  (пари 0-1 і 1-2 обертальні), дворухома пара одна  $p_4 = 1$  (2-3 сферична з пальцем), трирухома пара одна  $p_3 = 1$  (3-4 сферична), пар першого і другого класу немає  $p_2 = p_1 = 0$ , тоді  $W = 6(5 - 1) - 5 \cdot 2 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 - 0 - 0 = 7$ . В даному випадку  $W = 7$ , а це означає, що в механізмі має бути сім двигунів (на кожний рух маніпуляції).

Визначимо рухомість просторового механізму за формулою Озолса:  $W = 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5 - 6k = 0 + 0 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 1 + 2 - 0 = 7$ , тут число контурів механізму  $k = p - n + 1 = 4 - 5 + 1 = 0$ . Як видно кінематичний ланцюг відкритий і контур не утворює.

Результати співпадають.

Приклад 4. Визначити рухомість механізму, його клас та порядок. Ступінь рухливості механізму обчислюємо за формулою (1):  $W = 3(8 - 1) - 2 \cdot 10 - 0 = 1$ , де  $n = 8$ ,  $p_5 = 10$ ,  $p_4 = 0$ .  $W = 1$ , тому в

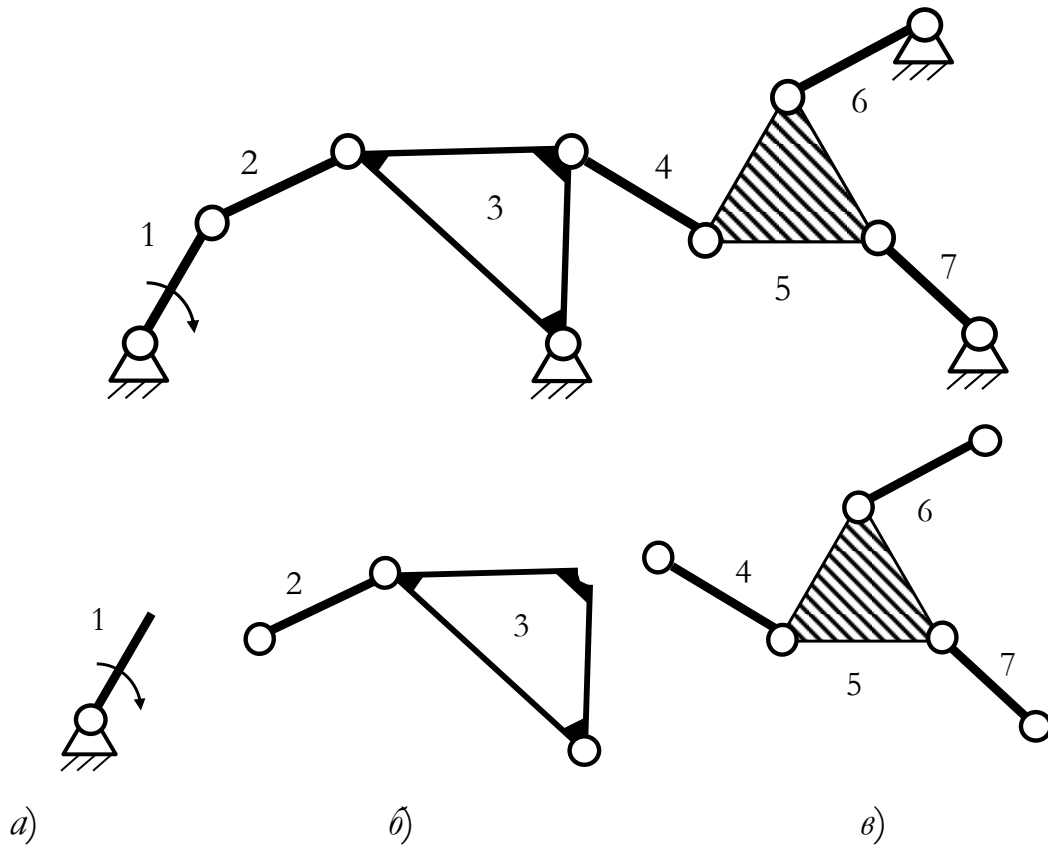


Рис. 9

механізмі має бути один початковий механізм з одним приводним двигуном.

Рухомість механізму за формулою (3)  $W = 0 + 10 - 3 \cdot 3 = 1$ , тут число контурів механізму  $k = p_4 + p_5 - n + 1 = 0 + 10 - 8 + 1 = 3$  (контури 0-1-2-3, 0-3-4-7-5 та 0-5-6-7).

Розчленування механізму на структурні групи рис.9: *a* – початковий механізм; *б* – 1-й клас, другий порядок, 1-й вид; *в* – 1-й клас, третій порядок. Механізм розчленовується на триповідкову (*в*) та двоповідкову групи (*б*) і відноситься до першого класу третього порядку.

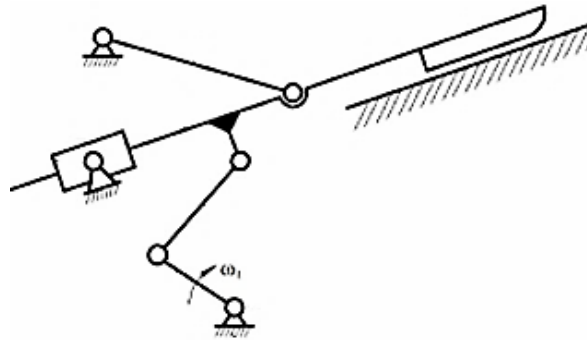
Приклад 5. Визначити рухомість механізму.

Ступінь рухомості плаского механізму обчислюємо за формулою (1), в якій для цього механізму  $n = 5$ ,  $p_5 = 5$ ,  $p_4 = 1$  (пара кулачок 1 – штовхач 2),  $W = 3(5 - 1) - 2 \cdot 5 - 1 = 1$ ; в механізмі має бути один

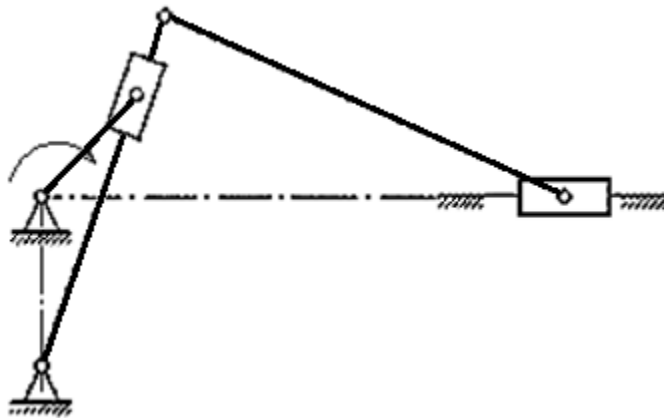




Завдання 3. Визначити рухомість плаского механізму силосорізки, його клас та порядок.



Завдання 4. Визначити рухомість плаского механізму стругального верстату, його клас та порядок.



### Контрольні запитання до глави 1

1. Що називається в'язцю (зв'язком)? Число накладених зв'язків та число рухливостей кінематичної пари.
2. Скільки ступенів свободи має вільна ланка у площині?
3. Чим відрізняється механізм від кінематичного ланцюга?
4. Що називається ланкою, які види ланок існують?
5. Що називають кінематичною парою, як їх класифікують?
6. Дати визначення поняттю клас кінематичної пари, скільки існує класів пар?

7. Що називають кінематичним ланцюгом, які види кінематичних ланцюгів існують?
8. Що є пасивні зв'язки (ланки) та зайві ступені свободи?
9. Як визначити число ступенів свободи плоского механізму?
10. У чому полягає задача структурного аналізу механізму?
11. Яка сукупність ланок механізму утворює групу Ассура?
12. Назвіть види груп Ассура.
13. Яке співвідношення між числом ланок і числом кінематичних пар у групі Ассура.
14. Скільки ланок і пар має чотирьохпівідкова група Ассура?
15. Чим визначається клас механізму?
16. Як утворюються механізми?
17. Як визначається порядок механізму?
18. Що таке початковий механізм?
19. Що називають кінематичним з'єднанням? Для чого використовують кінематичні з'єднання?

## Г л а в а 2. ОСНОВИ УНІВЕРСАЛЬНОЇ СТРУКТУРНОЇ ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ

### § 2.1. Основні поняття і визначення

Окремі дослідники вже давно звернули увагу на необхідність відмови від теорії твердоелементних механізмів, проте послідовна загальна теорія структури і її основа – вчення про зв'язки, була започаткована у монографіях О. Озолса і Л. Решетова.

Числом ступенів свободи матеріальної точки або тіла називається число незалежних рухів. Вільна матеріальна точка в плоскому русі має дві, а в просторовому русі три ступені свободи, які відповідають рухам вздовж і навколо відповідних координатних осей. Вільне тіло, що не деформуються, може здійснювати в плоскому русі три, а в просторовому – шість ступенів рухомості вздовж і біля відповідних координатних осей (рис.1).

На вільний рух точки або тіла можна накладати обмеження – умови зв'язку, які задаються у вигляді рівнянь  $y = f_i(x)$  і зменшують число ступенів свободи. В'язи не тільки обмежують, але, що важливо,

визначають передачу сил. Кожний зв'язок забезпечує передачу сил, які називаються реакціями в'язів.

В природі і техніці існує велика кількість пов'язаних механічних систем і не всяка з них є механізмом.

***Механізм – невільна система твердих або твердих і тіл, що деформуються, призначених для здійснення необхідних рухів при одночасній передачі необхідних сил.***

Тверді тіла – це такі тіла, умовна деформованість яких не порушує виконання механізмом своїх функцій. Тіла, що деформуються – це такі тіла, деформованість яких необхідна для виконання механізмом своїх функцій. Допустимість деформації ланки як твердого тіла (в супереч традиціям) полегшує перехід від вивчення ідеалізованих механізмів до реальних.

Тіла, з яких складається механізм, можна назвати *елементами механізму*.

Щоби механізм міг здійснювати необхідні рухи при одночасній передачі необхідних сил, він повинен містити тверді елементи – ланки.

***Ланками називаються тверді, взаємно рухомі елементи, видалення або заміна яких неможлива без суттєвої зміни самого елемента.***

Ланки є ті єдині тіла, про невільність руху яких йде мова у визначенні механізму. З невільності руху ланок слідує обов'язкова наявність в'язей в механізмі, природа яких визначає основні властивості механізму. Зазвичай зв'язки здійснюються рухомими з'єднаннями ланок, а також введенням твердих елементів або проміжних елементів, що деформуються (шарики, ролики, пасок, пружина, рідина, газ).

## § 2.2. В'язи в механізмах

Поняття в'язі ввів Карно у 1811 році. В'язи визначають основні властивості механізмів. Вчення про в'язи є засадничим в структурній теорії, від стану розвитку якої суттєво залежить прогрес теорії механізмів взагалі.

Ідеальні кінематичні пари (без урахування тертя) накладають на свої ланки геометричні зв'язки, число яких змінюється від 1 до 5 (таблиця 1).

Число геометричних в'язів дорівнює числу незалежних компонентів сил і моментів, які прикладені до ланки з боку іншої ланки або зовнішнього тіла. Так, пара шар площина (таблиця 1) накладає тільки одну в'язь ( $S = 1$ ), яка реалізує рівняння  $z_c - r = 0$  і допускає передачу тільки однієї сили  $P_z$ . Поступальна пара «повзунок в напрямних» накладає п'ять зв'язків ( $S = 5$ ), які можна завдати п'ятьома рівняннями і допускає передавання трьох моментів і двох сил.

Розрізняють в'язи (зв'язки) (рис.10):

- кінематичні і динамічні,
- стаціонарні і нестаціонарні,
- внутрішні і зовнішні,
- однократні і повторювальні (надлишкові).

**Кінематичні і динамічні зв'язки.** Серед кінематичних зв'язків зустрічаються в'язі геометричні, неголономні і псевдокінематичні. Кожний кінематичний зв'язок виражається рівнянням й усуває одну ступень свободи. Якщо ці рівняння інтегруються, тоді число ступенів свободи дорівнює числу узагальнених координат  $q$ , які визначають положення тіла. Ці в'язи обмежують переміщення і називаються

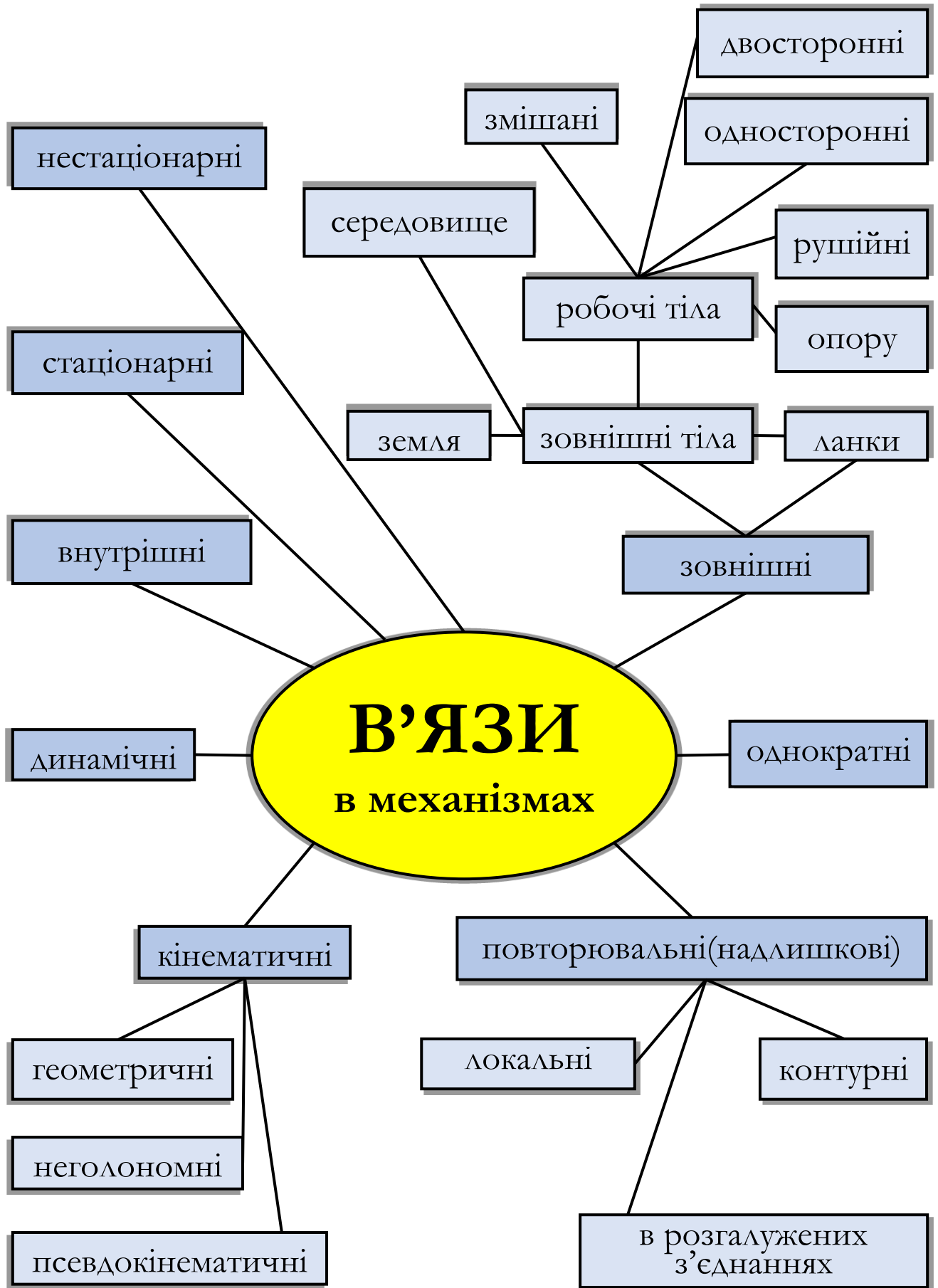


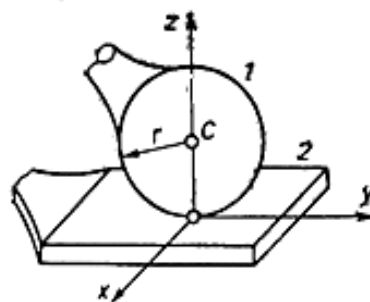
Рис. 10. В'язи в механізмах (сучасний погляд)

геометричними (таблиця 1). Буває, коли рівняння кінематичного зв'язку, що обмежують переміщення і швидкості, не інтегруються й не можуть бути зведені до геометричних і тоді мінімальне число координат, необхідних для визначення руху буде більшим числа ступенів свободи на число  $S^{\text{не}}$  неінтегрованих рівнянь. Такі кінематичні в'язі названі Герцем у 1894 р. неголономними і число рухомостей складе  $f = q - S^{\text{не}}$ .

Це потребує пояснень. Рівняння геометричних зв'язків містять координати точок ланок. Існують такі рівняння зв'язку, які містять координати точок та їхню похідну. Зазвичай це лінійні диференціальні рівняння першого порядку. Якщо ці рівняння можна проінтегрувати, то в результаті інтегрування отримаємо рівняння, які містять тільки координати і відповідно в'язь приводиться до геометричної (такий зв'язок називають голономним). Якщо ці рівняння проінтегрувати не можна, то така в'язь буде неголономною та може бути незалежною або повторною.

Приклади неголономних зв'язків.

1. Шар і площина. Припустимо, що тертя відсутнє. Маємо одну геометричну в'язь  $z_c - r = 0$ , що допускає передачу тільки однієї сили  $P_z$  і тоді  $f = q = 5$ . За наявності значного тертя між шаром і площиною стає можливим передавання деяких сил вздовж осей  $x$  і  $y$  тобто з'являться ще два

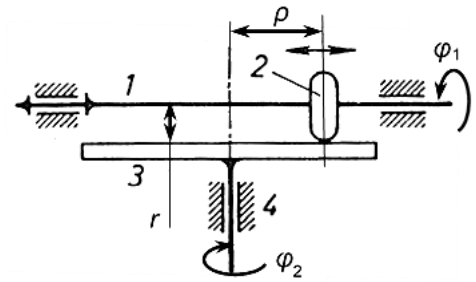


зв'язка, рівняння яких  $\omega_y \cdot r = -x'_C$  та  $\omega_x \cdot r = y'_C$  містять швидкості і не інтегрується. Відповідно, ці два зв'язка будуть неголономними и тому  $S^{\text{не}} = 2$ . Хоча як і раніше  $q = 5$ , однак зараз рухомість пари зменшиться

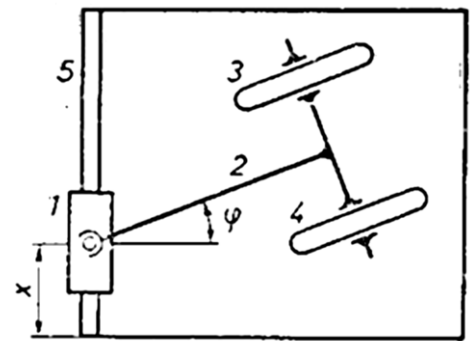


на дві і  $f = q - S^{nc} = 5 - 2 = 3$ .

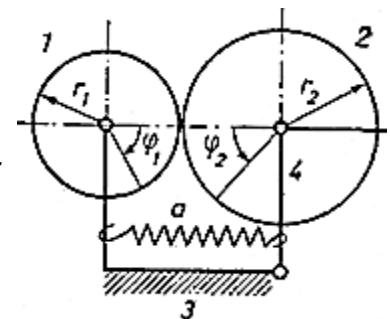
2. Ролик і диск фрикційної передачі. При значному терті умова відсутності ковзання на фрикційному контакті ланок 1 і 2 визначається рівнянням зв'язку між узагальненими координатами  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  і  $\rho$ :  $r\varphi'_1 = \rho \cdot \varphi'_2$  або  $r d\varphi_1 - \rho \cdot d\varphi_2 = 0$ . Величини  $\varphi_2$  і  $\rho$  змінні, рівняння не інтегруються, і отже, відображає неголономний зв'язок.



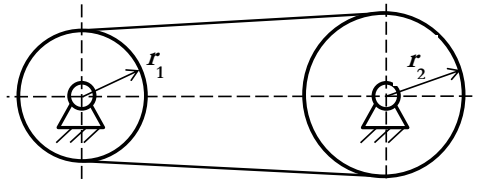
3. Одновісний причеп. Пари 3-5, 4-5 накладають по два неголономних зв'язка кожна. Дві з чотирьох не дозволяють довільне обертання коліс навколо своїх осей за рахунок тертя, а дві інших – довільну зміну кута  $\varphi$ . Один неголономний зв'язок буде повторюватися, оскільки для усунення ковзання коліс перпендикулярно їх площини достатньо не двох, а лише однієї в'язі. Такі неголономні повторювальні зв'язки зустрічаються у фрикційній передачі і в з'єднаннях з рідкими проміжними елементами.



Приклади псевдокінематичних зв'язків. У фрикційній передачі тертя в парі 1-2 накладається в'язь, рівняння якої  $\varphi'_1 = \varphi'_2(1 - \xi)r_1/r_2$ . Якщо тертя в парі настільки значне, що коефіцієнт ковзання  $\xi$  малий відносно одиниці, то в'язь практично не відрізняється від геометричної і її називають псевдокінематичною (інтегрованою, голономною).



Теж маємо у пасовій передачі. Тут зазвичай  $\xi$  малий ( $< 0,01$ ) і в'язь можна вважати псевдокінематичною.



В гідростатичному механізмі на рис. 11 при зачиненому крані з'єднання 1-2 накладає зв'язок за рівнянням  $x'_1 = x'_2(1 - \xi)F_1/F_2$ . Якщо  $\xi \ll 1$ , то зв'язок, який накладає проміжне тіло (рідина), буде псевдокінематичною. За відсутністю протікань, стиску рідини, пружності стінок – в цьому ідеальному випадку в'язь була б геометричною.

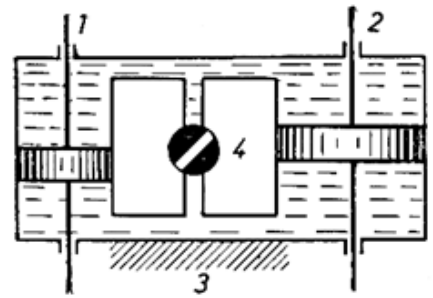


Рис. 11

Приклади динамічних зв'язків. Система має динамічні в'язи, якщо її ступені свободи залежать від сил або моментів, які мають властивості реакцій в'язів. Такий зв'язок здійснюється за рахунок пружин, металогумових елементів, електромагнітних фрикційних муфт, гідродинамічних муфт і т.д. У гідромеханізмі за рис. 11 при відкритому крані величина  $\xi$  різко зростає і стає функцією навантаження, в'язкості масла, швидкості поршня, опору в трубопроводі і, таким чином, зв'язок залежно від настроювання стає динамічним. Динамічні зв'язки виявляються у русі за наявності навантаження. Ці зв'язки можна назвати зв'язками децю умовно, так як мова йде про ступінь свободи при специфічній силовій взаємодії і, хоча межа переходу кінематичного зв'язку в динамічний обумовлюється – загальна назва "зв'язок" зберігається. Як бачимо, зв'язки залежно від обставин можуть бути як геометричні, так і динамічні, і в цьому виявляється їхній двоїстий характер.

На відміну від геометричних динамічні зв'язки не обмежують переміщення, але допускають передачу лише певних сил, які залежать, головним чином, від відносного руху ланок. За наявності кінематичних зв'язків заданому руху ведучих ланок відповідає певний рух ведених. За наявності динамічних зв'язків рух ведених ланок кінематично не визначається рухом ведучих. Динамічні з'єднання накладають лише динамічні зв'язки. Їх відносять до нульового класу.

На рис. 12 показані з'єднання, які здійснюють динамічні зв'язки за певних умов. Якщо рухи ланок кінематично не визначається заданим рухом ведучого, то, наприклад, нестислива рідина, повітря або пружина (рис.12, а) здійснюють динамічний зв'язок, що дозволяє передати силу, що залежить від відносної швидкості  $v_{21}$ . З'єднання по рис.12, б накладає 6 зв'язків, однак, якщо відносний рух ланок 1 і 2 визначено рухом ведучих ланцюгів, то це з'єднання зв'язків не накладає і перестає існувати як рухливе з'єднання. Динамічні зв'язки можуть накладатися і при відсутності контакту (рис.12, в) за рахунок силового поля землі, магнітного потоку та ін.

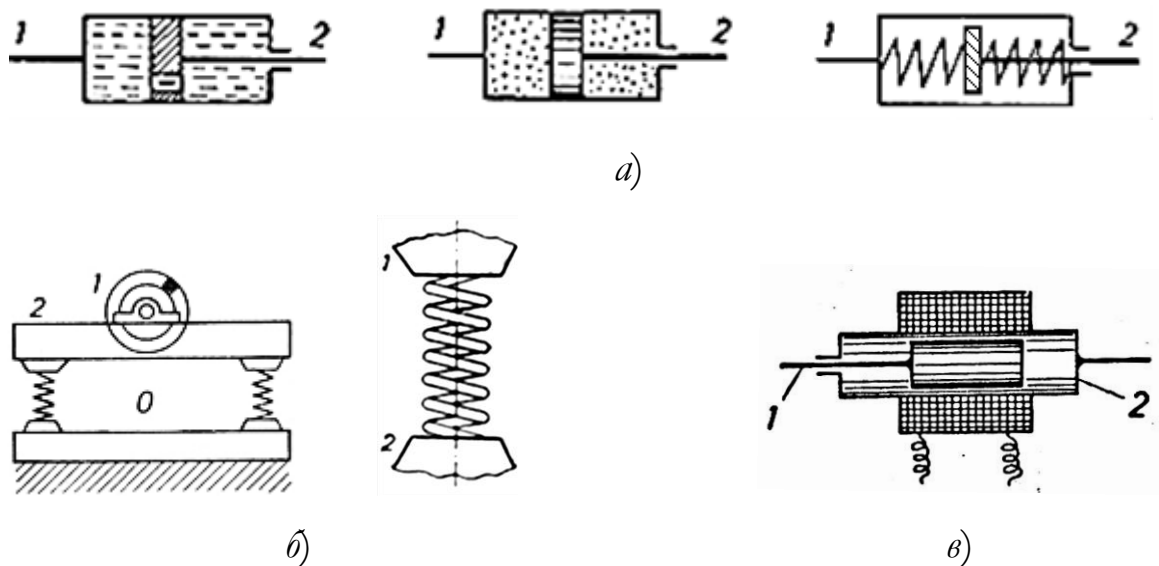
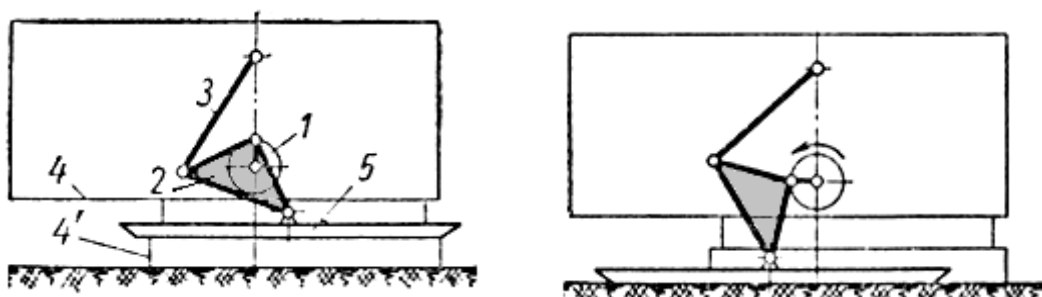


Рис. 12

**Стаціонарні та нестаціонарні зв'язки.** В теорії механізмів у більшості випадків розглядають механізми з постійними стаціонарними зв'язками, які при русі ланок не змінюють його структуру. Однак у техніці знаходять застосування механізми з нестаціонарними зв'язками (механізми зі змінною структурою) з метою запобігання від перевантажень, в храпових механізмах переривчастого руху, в механізмах крокування екскаваторів, у важких пресах і ножицях і т.д.

У схемі механізму крокування екскаватора показані дві фази, дві структури: 1) – лижа 5 піднята за рахунок руху ланок 1, 2, 3 при нерухомому корпусі 4; 2) – лижа опустилася, оперлася об землю, а корпус 4 готовий до крокування.



**Внутрішні і зовнішні зв'язки.** Внутрішні зв'язки накладаються взаємодією ланок безпосередньо або через проміжні елементи. Зовнішні зв'язки (рис.10) накладаються взаємодією ланок і зовнішніх, що не належать механізму, тіл – рейки, тіла, що обробляються, земля (сили тяжіння, силове поле). Зробимо деякі роз'яснення. Робочими тілами можуть бути земля, середовище. Робочі тіла – людина, вода, повітря, пара, масло, ремінь, шестерня, гнучкий вал поділяються на:

- рушійні, які прикладають сили рушійні,
- опору, які прикладають сили корисних опорів,

- односторонні, коли робоче тіло прикладає силу чи момент,
- двосторонні, коли робоче тіло прикладає дві рівні та протилежно спрямовані сили чи моменти.

Рушійні тіла та тіла опору іноді діють на те саме тіло. В електромоторі тіло рушійне (електромагніти, пов'язані зі станиною) своїм силовим полем діє на ротор, до якого тілом, що опирається (ремінь, шестерня), прикладені сили корисних опорів. Робоче тіло не завжди зручно приймати за зовнішнє.

З'єднання робочих тіл та ланок механізму накладають зовнішні зв'язки. Таке робоче тіло, як деталь, що затискається в затискному пристрої діє при передачі радіальних сил двосторонньо, при передачі тангенціальних сил односторонньо.

Усі елементи механізмів піддаються впливу землі (сила тяжіння). Станина, що спирається на землю чи основу пов'язана з нею, сприймає її реакцію. У візку кінематичне з'єднання коліс із землею накладає зовнішні кінематичні зв'язки, тому що обмежені вертикальні та поперечні горизонтальні переміщення коліс, а допустимі певні рухи коліс щодо платформи.

Середовище може бути робочим тілом (вентилятор), але тут слід виявляти обережність. Якщо, наприклад, до візка прикріпити пропелер, то під час руху візка він обертатиметься, але рушійним тілом тут повітря вважати не можна (рушійна сила – сила, що рухає візок). Тут середовищем накладається на механізм зовнішній динамічний зв'язок.

**Зв'язки одноразові і повторювані(надлишкові).** Найважливіше значення в структурній теорії має те, що *не кожна кінематична в'язь усуває одну ступінь свободи* з того числа, які мали тіла, будучи

вільними твердими тілами. Часто зустрічаються **кінематичні зв'язки, які вже були створені іншими зв'язками. Такі зв'язки називаються надлишковими (НЗ)** (іноді їх називають повторюваними, зайвими, пасивними). Зв'язки, що не містять повторюваних, називають одноразовими. Важливо зауважити, що наявність НЗ у механізмі потребує різкого збільшення точності виготовлення. При неминучих помилках виготовлення або складання, при деформаціях ланок або основи НЗ утворюють у з'єднаннях великі додаткові навантаження та зношування, знижується ККД, можуть виникнути заклинювання або навіть поломки. Механізми, позбавлені НЗ, задовольняють умовам невимушеного складання, не чутливі до деформацій, не вимагають жорстких допусків, надійні і економічні. Тому усунення НЗ, особливо "шкідливих" НЗ, має бути на стадії проектування під особливою увагою конструктора.

НЗ не можна вважати пасивними, т.я. внаслідок деформованості ланок або припрацювання елементів завантажуються поверхні та збільшується допустиме навантаження. Іноді використовують НЗ для передачі сил в особливих положеннях (здвоєний паралелограм).

Важливі властивості НЗ:

- усунення НЗ не впливає на кінематику ідеалізованого механізму,
- кожна НЗ збільшує статичну невизначеність механізму.

**Типи повторюваних зв'язків.**

**Надлишкові зв'язки, що утворюються на поверхнях дотику елементів механізму.** Розглянемо дві кінематичні пари (рис. 13).

У схемі *a* ланки 1 і 2 доторкаються по прямій, накладаються два кінематичних зв'язки, що забезпечують передачу однієї сили  $P_z$ , та

одного моменту  $M_x$ . В ідеалізованому механізмі було б достатньо контакту цих ланок у двох точках. У схемі б ланки 1 і 2 накладають 4 зв'язки (було б достатньо 4 точок дотику, що не лежать на одній прямій). Торкання по всьому напівциліндру створює необмежену

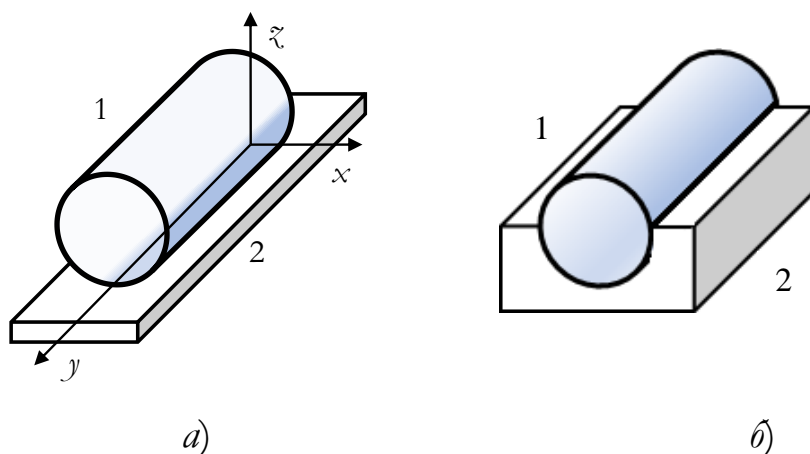


Рис.13

кількість НЗ, а реакції зв'язків стають статично невизначеними і для їх визначення потрібні гіпотетичні припущення законів розподілу тисків у зоні контакту. Чи шкідливі такі НЗ? Ні, тому що такі НЗ:

- легко навмисно утворюються за рахунок механічної обробки;
- легко досягаються припрацюванням (мале навантаження зі змащенням);
- зменшують контактні тиски та зношування.

**Надлишкові зв'язки у розгалужених кінематичних з'єднаннях.** Якщо вважати, що між двома ланками може бути тільки одне рухливе з'єднання, то сполуки, показані на рис.14 треба вважати розгалуженими.

На схемі а показано з'єднання з двох однорухливих пар (V класу), одна з яких в ідеалізованому механізмі кінематично зайва (вистачило б і однієї). Значить з'єднання двох пар має 5 НЗ. На схемі б розгалужене

з'єднання містить 2 трирухливі пари (III класу), на схемі *в* – одна пара трирухлива та одна чотирирухлива (II класу). Щоб знайти число НЗ у розгалуженому з'єднанні того чи іншого класу, треба серед зв'язків  $\sum S_{\text{розг}}$  накладених усіма з'єднаннями у розгалуженні, відібрати число  $S_{\text{з'єдн}}$ , що відповідає класу з'єднання 
$$\sigma = \sum S_{\text{розг}} - S_{\text{з'єдн}}.$$

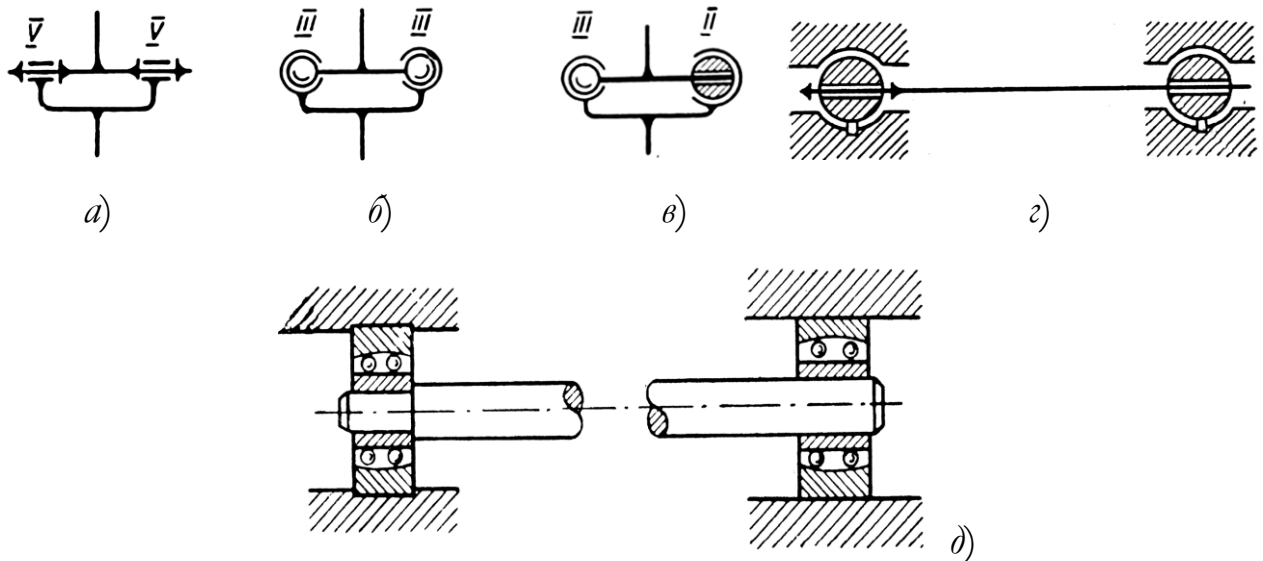


Рис.14

Для схем на рис.14, де  $S_{\text{з'єдн}} = 5$ , маємо число НЗ:

- схема *а* –  $\sigma = (5 + 5) - 5 = 5$ ,
- схема *б* –  $\sigma = (3 + 3) - 5 = 1$ ,
- схема *в* –  $\sigma = (3 + 2) - 5 = 0$ .

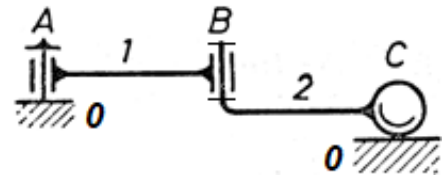
Типовим прикладом розгалужених кінематичних з'єднань служать вали зі своїми підшипниками. Такі схеми валів на підшипниках ковзання та кочення (схеми *г* і *д*) не містять НЗ ( $\sigma = 0$ ).

**Надлишкові зв'язки у замкнутих кінематичних ланцюгах** мають найважливіше значення в теорії та практиці машинобудування та найбільш поширені.

Розглянемо приклад. У показаній на малюнку схемі механізму, що



складається з двох рухомих ланок 1 і 2, осі шарнірів  $A$  і  $B$  (однорухливі V класу) паралельні і перпендикулярні до опорної



площини  $0$ . Всі точки ланок рухатимуться паралельно цій площині незалежно від наявності або відсутності пари  $C$  – точкової I класу, тобто, у схемі є один НЗ і зазначені вище недоліки.

Усунення НЗ нерідко досягається зниженням класу з'єднання. Так, у розглянутому прикладі можна або видалити пару  $C$ , або одну з пар  $A$  і  $B$  V класу замінити циліндричною парою IV класу.

Усунення НЗ також досягається виключенням окремих кінематичних пар, введенням додаткових кінематичних з'єднань, при цьому необхідно уникати появи шкідливих рухливостей і враховувати вплив тертя на самовстановлення ланок. Іноді усунення НЗ та статичної невизначеності досягається, якщо це припустимо, за рахунок зазорів в кінематичних парах.

Питання про методи виявлення НЗ представляє особливу важливість. Якщо відоме число ступенів свободи механізму, то знайти число НЗ можна легко і надійно за допомогою структурних формул. Для плоских механізмів число НЗ можна знайти і не знаючи числа ступенів свободи, що буде показано нижче. Проблема виявлення НЗ для складних просторових ланцюгів поки що повністю не вирішена.

Існує метод [2] визначення рухливостей та НЗ, що має в основі розкладання арифметичної суми лінійних та кутових рухливостей по осях координат з урахуванням можливостей заміни лінійної рухливості кутовою. Таблична система запису рухливості надає методу наочність.

### § 2.3. Кінематичні з'єднання

Ще досі (з часів Рело) у твердоелементній теорії механізмів вважають, що єдиним рухомим з'єднанням можуть бути кінематичні пари безпосередньо контактуючих ланок у вигляді твердих тіл.

Кінематичне з'єднання (рис.15) – це рухоме з'єднання двох твердих тіл, що накладає на ці тіла кінематичні зв'язки, число яких (чи число степенів свободи, що залишилися) є найважливішою характеристикою з'єднання.

Як згадувалося, існує 5 класів з'єднань, число кінематичних зв'язків та рухливість з'єднання задовольняє умові  $S + f = 6$ . Кожне з'єднання накладає 1...5 зв'язків і передає стільки ж сил і моментів. Є з'єднання, які не є кінематичними, які відносяться до з'єднань VI класу – це статично визначені нерухомі сполуки, і є з'єднання 0 класу – динамічні з'єднання.

Кінематичне з'єднання передає сили чи моменти, якщо воно замкнуте, що досягається (рис.16) або формою самого з'єднання (схема *a* – геометричне замикання), або за допомогою інших з'єднань (схема *б* – кінематичне), або силою тяжіння, або пружиною (схема *в* – силове). Замикання буває і комбінованим (схема *г*).

Кінематична пара називається нижчою, якщо ланки контактують по площинам або поверхням, і вищою, якщо контакт по лінії або в точці, або по Озолсу: кінематичне з'єднання називається нижчим, якщо напруження від сил, що передається через нього у всіх місцях, того ж порядку, що й у перерізах ланок, що його утворюють (рис.13, *б*, рис.17, *a*). Якщо ця умова не дотримується, з'єднання називається вищим (рис.13, *a*, рис.17, *б*).

Розрізняють з'єднання однократні, якщо з'єднуються 2 ланки

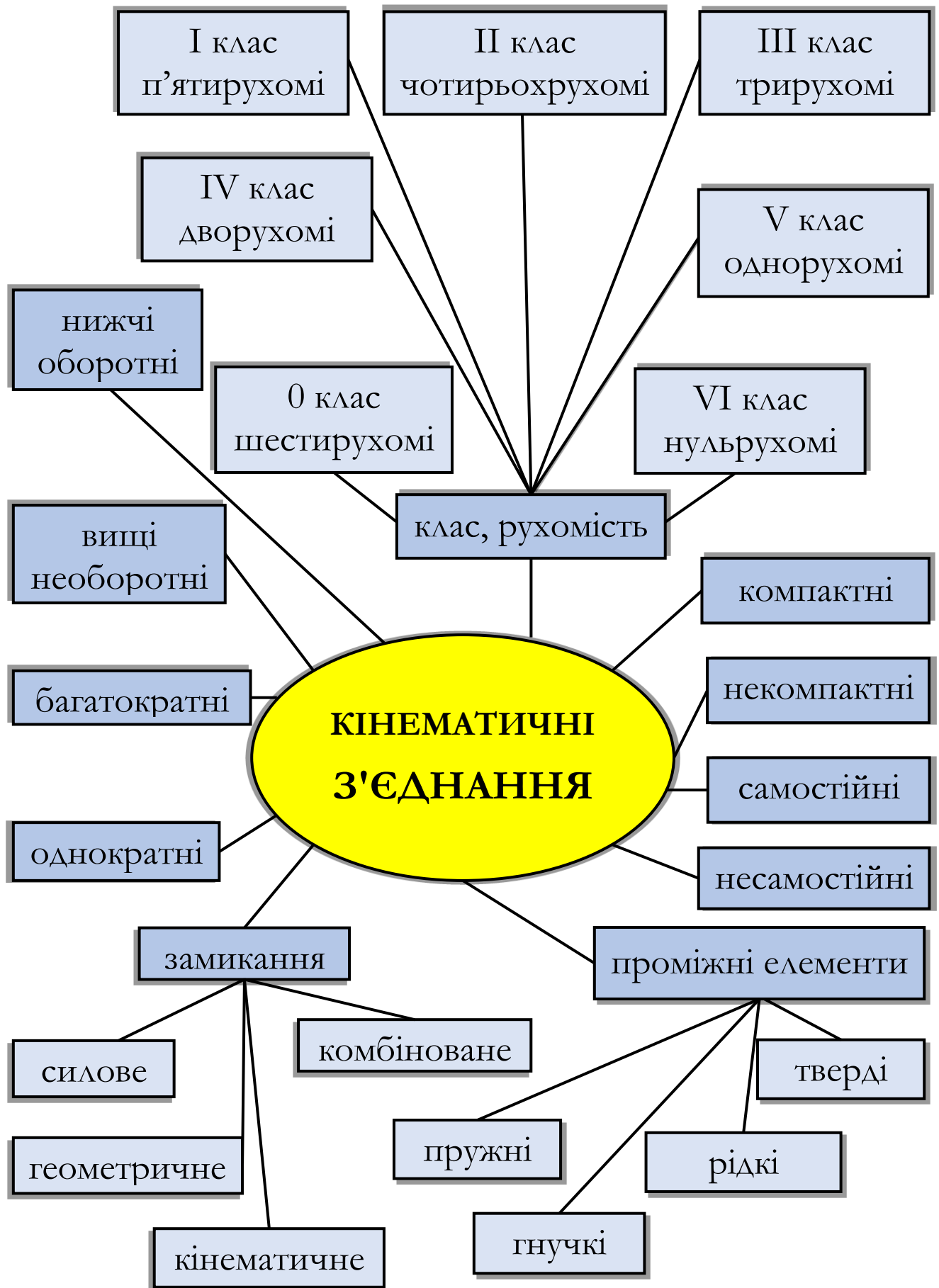


Рис.15. Різновиди з'єднань

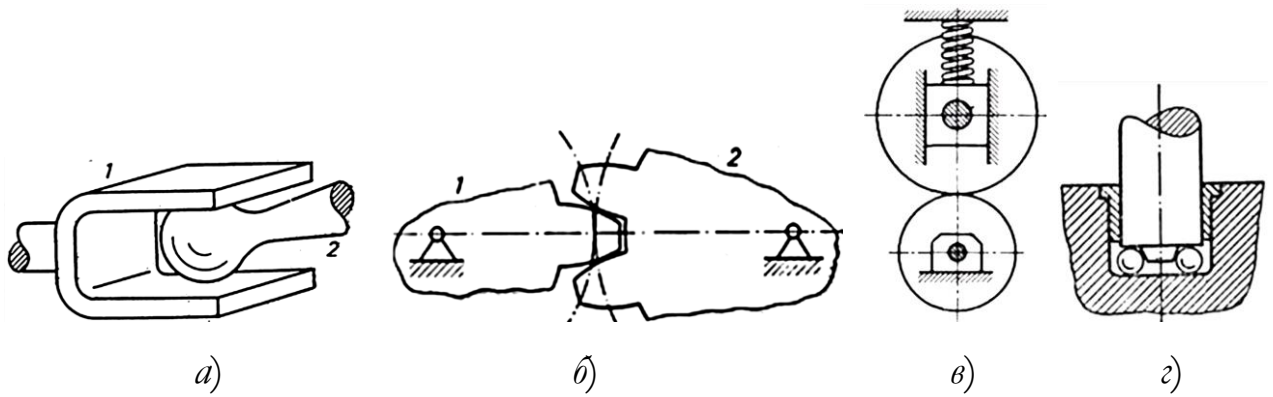


Рис.16

(простий шарнір), і багатократні, якщо більше двох (рис.18), прості (їх більшість) та розгалужені, компактні (їх більшість) і некомпактні (наприклад, сполуки з проміжними рідкими тілами).

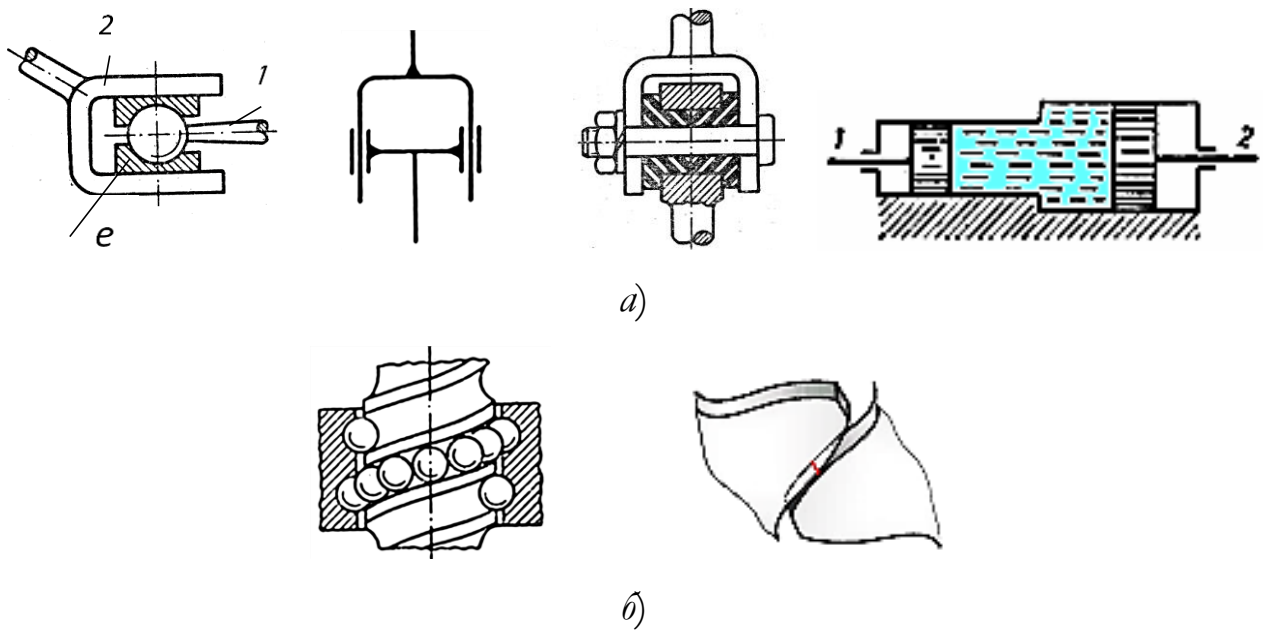


Рис.17



Рис.18

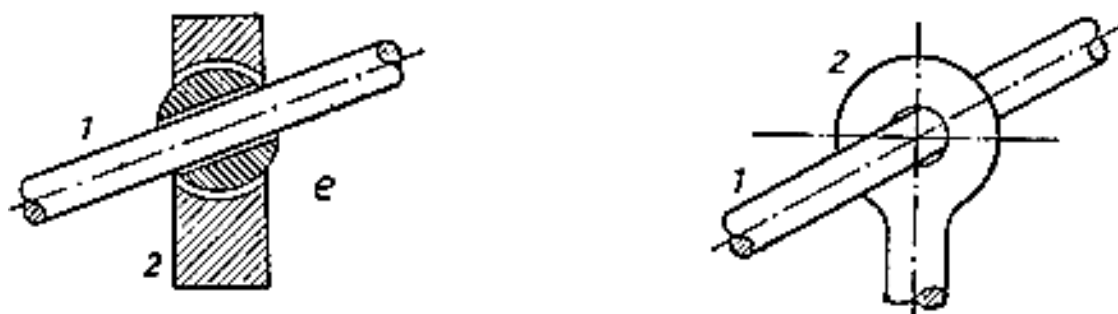
Як бачимо, до кінематичних з'єднань відносяться майже всі

критерії кінематичних пар, проте для кінематичних з'єднань важливими є фізичні властивості проміжних елементів. Навіть у кінематичних парах між робочими поверхнями ланок є проміжні елементи: повітряна подушка, рідинна плівка.

Число кінематичних пар дуже обмежено, їх близько 10 (таблиця 1), тоді як у розпорядженні конструктора безліч кінематичних з'єднань.

**Кінематичні з'єднання з твердими проміжними елементами** можуть розглядатися як окремий мікро-механізм з  $n > 2$  (кульки, ролики підшипників не вважають ланками) і дозволяють виконувати відносні рухи ланок, недоступні для кінематичних пар, а також можуть використовуватися для перетворення деяких вищих пар з мало придатним лінійним або точковим контактом у нижчі, де менші питомі навантаження та знос. Таке перетворення досягається послідовним з'єднанням кінематичних пар. Зауважимо, що при послідовному з'єднанні пар ланок їх рухливості складаються, при паралельному – складаються зв'язки.

Переваги кінематичних з'єднань перед кінематичними парами проілюстровані на рисунку нижче.



На рис.3 показаний великий набір кінематичних з'єднань різних класів з твердими проміжними елементами  $e$ , у тому числі найбільш поширені в конструкторській практиці з'єднання – підшипники кочення різних серій, що вимагають певного способу кріплення

зовнішніх кілець в корпусі.

### **Кінематичні з'єднання з гнучкими проміжними елементами.**

Якщо, слідуючи Рело, гнучкі тіла (нитка, стрічка, лист, пасок) вважають ланками, то структуру таких з'єднань стає важко пояснити. Гнучкі тіла доцільно розглядати як проміжні елементи, за допомогою яких утворюються кінематичні з'єднання (якщо гнучкі елементи досить нерозтяжні). Зв'язки, що накладаються кінематичними з'єднаннями з гнучкими елементами, специфічні, їх часто застосовують у випадках, де треба уникнути тертя.

На рис.19 показані зображення гнучких зв'язків. Одна нерозтяжна нитка накладає один кінематичний зв'язок – обмежує лише одне переміщення по довжині, дві нитки або гладка стрічка накладає два зв'язки, широкий лист – три зв'язки - обмежує два переміщення у своїй площині та обертання навколо осі, перпендикулярної площині листа. З'єднання, що містить лист, і паралельну йому нитку - обмежує 4 переміщення. Поєднання двох листів накладає  $6 - 1 = 5$  зв'язків, т.я. один зв'язок повторюється.

Розглянемо приклад. Ведуча ланка 1 і станина 5 (рис.19) утворюють кінематичне з'єднання (4 пари  $O, G, L, F - V$  класу) з веденими ланками 2, 3, 4, які утворюють між собою також кінематичне (некомпактне) з'єднання, що містить нерозтяжну нитку (на 6 ділянках  $AB, AC, AD, BC, BD$  і  $CD$ ) як проміжний елемент. Побудуємо структурну схему механізму, при цьому все некомпактні з'єднання зобразимо компактно жирними точками, ведучі ланки – фігурами з точками, ведучі з'єднання – подвійними концентричними кружечками. Клас з'єднань позначається на схемі римськими цифрами.

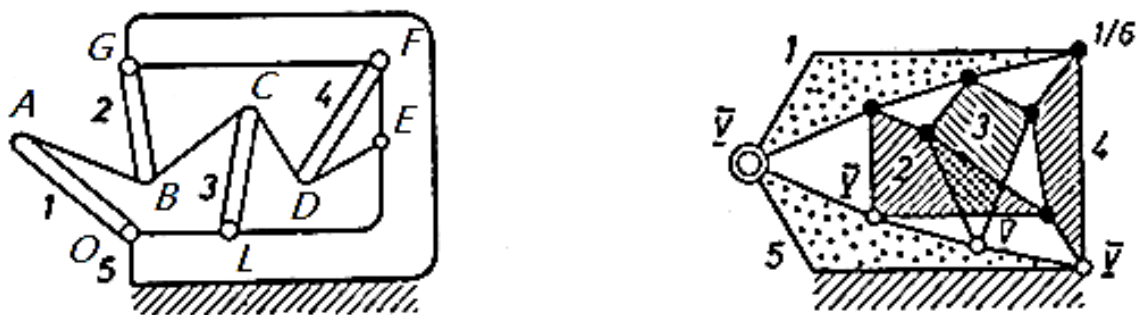


Рис.19

Як уже згадувалося, нитка накладає на всі рухомі з'єднання тільки один зв'язок і входить до 6 рівноцінних кінематичних з'єднань, отже, кожна з них накладає дробове число зв'язків, що дорівнює  $1/6$ , а інші з'єднання – шарнірні. Таким чином, між ланками утворюються сполуки, число яких дорівнює числу поєднань з  $n$  ланок по 2 ( $C_n^2$ ). Розподіляючи зв'язок рівномірно за з'єднаннями, знайдемо кількість зв'язків, що накладаються кожним з них,  $S = 1/C_n^2 = 2/(n^2 - n)$  для нитки,  $S = 4/(n^2 - n)$  – для стрічки. Так, для цієї схеми  $n = 4$ , тому  $S = 2/(16 - 4) = 1/6$ .

У техніці застосовують гнучкі елементи, що працюють не тільки на розтяг, але і на кручення (гнучкі дротяні вали). Якщо крутильна деформація мала, то з'єднання з гнучким валом накладає псевдокінематичну в'язь, якщо велика – динамічну.

**Кінематичні з'єднання з рідкими нестисливими проміжними елементами.** Аналогічно гладкому нерозтяжному гнучкому проміжному елементу (або кулькам в трубі), нестислива проміжна рідина внаслідок своєї нестисливості накладає один зв'язок на усі ланки, з'єднання яких містять об'єм даної рідини, тому, формула числа в'язей та ж, що й для нитки. Розглянемо приклад гідростатичної передачі та її структурну схему (рис. 20).

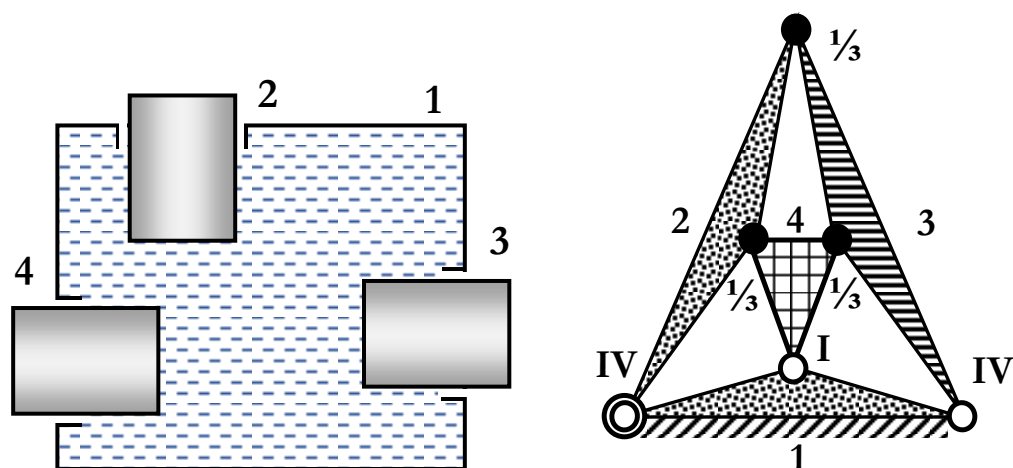


Рис. 20

При трьох рухомих ланках, що утворюють з корпусом 3 пари IV класу і 3 об'єму рідини: 1-2, 2-3, 1-3 згідно з формулою маємо  $S = 2/(9 - 3) = 1/3$ , тобто кожне кінематичне з'єднання поршнів, утворене рідиною, накладає  $1/3$  зв'язку.

Застосування з'єднань з проміжною рідиною дозволяє створювати механізми для передачі великих сил без НЗ.

**Кінематичні сполуки з пружними проміжними тілами.** Тут пружний проміжний елемент може накладати кінематичні зв'язки тільки за рахунок своєї умовної недеформованості і також, як у разі гнучких і рідких проміжних елементів, відрізняється майже повною відсутністю тертя на поверхні.

На рис.21 показані 3 кінематичні з'єднання з пружними проміжними елементами.

Так, у з'єднанні за схемою *a* сталевий стрічка допускає передачу сил  $P_x$  і  $P_z$  і моменту  $M_y$ . Якщо рухи, відповідні одному, двом або всім іншим ступеням свободи, кінематично не визначені рухами ведучих ланок, то це ж з'єднання здійснює 1-3 динамічні зв'язки, що дозволять передавати невеликі сили або моменти, що залежать від відносного руху ланок.



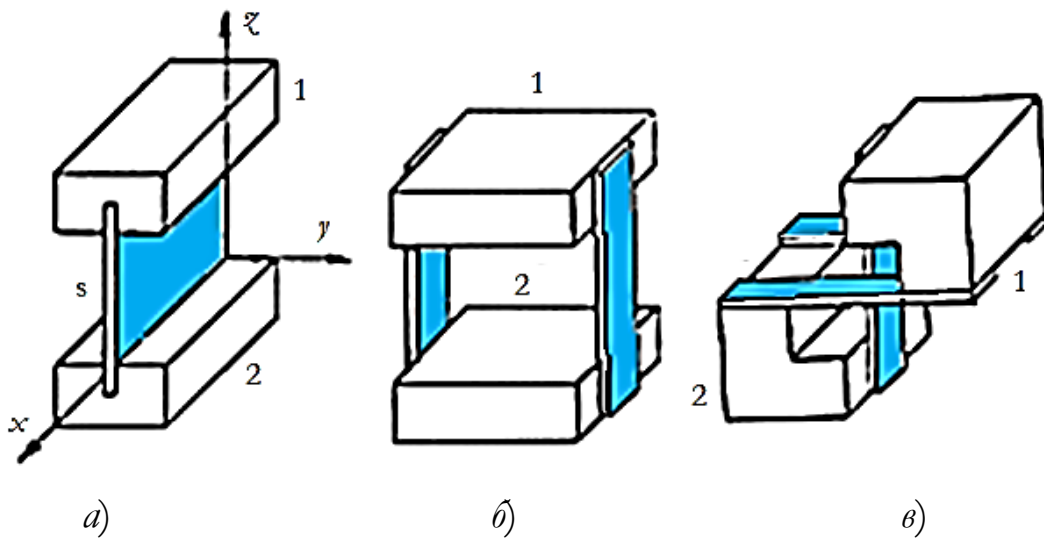


Рис. 21

## § 2.4. Розширений принцип утворення механізмів.

### Структурні формули

Широко відомий принцип утворення механізму нашаруванням груп Ассур застосовується тільки для твердоелементних механізмів з внутрішніми геометричними зв'язками та коли заданий рух здійснює ланка, що утворює кінематичну пару зі станиною. Однак у сучасних механізмах часто ведучі ланки розташовуються у схемі довільно, є зовнішні зв'язки, а також з'єднання з твердими та елементами, що можуть деформуватися. Очевидно необхідний розширений принцип утворення механізму, який передбачає:

- замість кінематичних пар рухливі з'єднання будь-якої структури, рухливість чи клас яких залежить від форми контактних поверхонь, фізичних властивостей проміжних елементів, розташування та числа інших з'єднань;

- необов'язкова наявність станини у складі ланок механізму, а за наявності станини необов'язково її включення до числа ланок ведучого

ланцюга; допускається будь-яке число ведучих ланцюгів за одного веденого;

– традиційний термін "ведуча ланка" умовний і прийнятний, якщо одна з ланок ведучого ланцюга – станина. Ведучі ланки можуть не збігатися зі ланками, до яких прикладені рушійні сили;

– існують механізми, що складаються тільки з ведучих ланцюгів або тільки з веденого ланцюга, який може бути безперервним або переривчастим з відкритими або ізольованими з'єднаннями. Вивчення структури ведених ланцюгів дуже важливо, оскільки саме ведені ланцюги – об'єкт структурного синтезу, кінематичного і силового розрахунку.

Щоб знайти рухомість  $W$  механізму (або число ступенів свободи ланок щодо станини) за наявності тільки внутрішніх зв'язків, а також число НЗ, потрібно скористатися структурною формулою Малишева або універсальною формулою Озолса.

За доповненою формулою Малишева:

$$W = 6(n - 1) - (5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1) + \sigma = 6(n - 1) - S + \sigma, \quad (4)$$

$$\sigma = W - 6(n - 1) + S. \quad (5)$$

Для плоских механізмів зручна доповнена формула Грюблера:

$$W = 3(n - 1) - (2p_5 + p_4) + \sigma_t. \quad (6)$$

З основної геометричної залежності маємо

$$k = p - n + 1 \quad (7)$$

і  $6p = S + f$ , що після підстановки в (4) призводить до відомої формули Озолса

$$W = f - 6k + \sigma, \quad (8)$$

або

$$\sigma = W + 6k - f, \quad (9)$$

де  $S$  – загальна кількість зв'язків, що накладаються рухомими з'єднаннями,

$\sigma$  – число надлишкових зв'язків (НЗ),

$n$  – загальна кількість ланок механізму,

$f$  – загальна кількість рухливостей всіх з'єднань,

$k$  – кількість замкнених змінних контурів кінематичного ланцюга механізму,

$p$  – загальна кількість з'єднань.

Зокрема, для одноконтурних механізмів ( $k = 1$ ), що містять тільки пари V класу ( $f = p$ ), що зустрічається часто, число НЗ знаходимо за формулою Озолса

$$\sigma = W + 6 - p \quad (10)$$

Так, для чотирьохшарнірного механізму 1-2-4-5 (рис.5, а) загальне число пар  $p = 4$ ,  $W = 1$  і за формулою (10)  $\sigma = 1 + 6 - 4 = 3$ , тобто, маємо 3 надлишкові зв'язки. Якщо шатун 2 з'єднаний з кривошипом 1 і коромислом 4 сферичними шарнірами, то  $W = 2$ ,  $k = 1$ ,  $f = 1 + 1 + 3 + 3 = 8$ , і за загальною формулою (10):  $\sigma = 2 + 6 - 8 = 0$ .

## § 2.5. Структурні схеми механізмів. Методика виявлення

### надлишкових зв'язків в плоских механізмах

Галузь геометрії – топологія – вивчає властивості, які зберігаються в топологічних перетвореннях геометричного об'єкта, коли кожній точці вихідного об'єкта відповідає лише одна точка перетвореного. Метод топології дає змогу показати можливість побудови плоскої структурної схеми для кожного механізму, виявити структурні параметри (кількість ланок  $n$ , число з'єднань  $p$ , кількість контурів у схемі

к) і встановити геометричну залежність між ними (7).

Просторовий кінематичний ланцюг, що є тривимірним об'єктом, можна перетворити на відповідний йому двовимірний. Будь-яке з'єднання на схемі зображується точкою. Усі з'єднання переводимо в одну площину, що проходить через ланку. Точки ланки, що не лежать у цій площині, відкидаємо та одержуємо плоску ланку. Всі плоскі ланки ланцюга поєднуємо з однією площиною і отримуємо плоский ланцюг. Отже, будь-який механізм має плоску структурну схему.

При побудові таких структурних схем механізмів прийнято такі умовні позначення з'єднань і ланок:

- ведучі з'єднання зображуються подвійними концентричними кружечками,
- ведучі ланки зображуються подвійними лініями, і якщо необхідно, фігурами запунктованими точками,
- звичайні внутрішні з'єднання зображуються суцільними кружечками із зазначенням класу з'єднання римськими цифрами, зовнішні з'єднання - пунктирними кружечками,
- двопарні ланки зображуються прямими лініями, трипарні базисні ланки – заштрихованими трикутниками,
- некомпактні з'єднання зображуються компактно великими темними крапками.

Структура деяких ведучих і ведених ланок показана в таблиці 3.

Зауважимо, що таке зображення механізму на поверхні відбиває структуру механізму не в повному обсязі і не завжди гарантує збереження числа з'єднань дійсного механізму, так як:

- приховується відмінність зображення на площині однорухомих і

дворухомих з'єднань плоского механізму;

- не можна розрізнити прості та розгалужені з'єднання;
- можуть виявитися втраченими деякі з'єднання (площинні пари, що допускають рух на площині, кульові пари в центрі сфери, циліндричні пари, осі яких збігаються з віссю циліндричної поверхні).

Таблиця 3

№	Ведучі	Ведені	
		$k = 1$	$k = 2$
1			
2			
3			

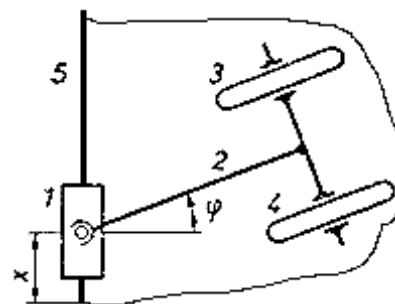
Незважаючи на недосконалість зображення, доцільно при структурному аналізі замість дійсного механізму розглядати його зображення, оскільки рухомість зображення та рухомість дійсного механізму однакові, а зв'язки, в тому числі і надлишкові, розкладаються на нормальні  $HЗ_n$  і тангенціальні  $HЗ_t$ .

Нормальні зв'язки не дозволяють переміщень перпендикулярно поверхні контакту і накладаються кінематичними з'єднаннями механізму (вони зазвичай містять  $HЗ$ ). Тангенціальні зв'язки обмежують рух зображення ланок на поверхні і накладаються зображеннями

кінематичних з'єднань. В просторових механізмах зв'язки на нормальні та тангенціальні не розкладається.

Виявлення НЗ виконується в такій послідовності: на плоскому зображенні механізму шукаємо число тангенціальних надлишкових зв'язків, потім за допомогою структурних формул плоских механізмів знаходимо рухомість механізму, потім, застосовуючи універсальні структурні формули, знаходимо число НЗ. Визначити рухомість механізму можна за допомогою координатного аналізу – визначення числа  $q$  узагальнених координат, числа  $S^{не}$  неголономних зв'язків і числа повторюваних неголономних зв'язків, потім треба застосувати формулу, що випливає з простих логічних міркувань,  $W = q - S^{не} + \sigma^{не}$ .

Покажемо застосування формули з прикладу механізму одновісного причепу. Маємо число узагальнених координат  $q = 4$  ( $x, \varphi, \theta_3, \theta_4$ ). Пари 3-5 і 4-5, тобто колеса 3 і 4 із землею 5 накладають по 2 неголономні зв'язки кожна ( $S^{не} = 4$ ). Дві з чотирьох неголономних зв'язків



не допускають довільного обертання коліс навколо своїх осей, а дві інші не допускають довільної зміни кута, але для останньої мети достатньо тільки одного зв'язку, що усуває ковзання коліс перпендикулярно їх площині. Значить, одна неголономна в'язь буде повторюватися ( $\sigma^{не} = 1$ ). Отже, маємо:  $q = 4, S^{не} = 4, \sigma^{не} = 1, W = 4 - 4 + 1 = 1$ .

Виявити  $NZ_t$  легше, ніж  $NZ_n$ .  $NZ_t$  є в плоскому механізмі тоді, коли в схемі є кінематично пасивні ланки, що з'єднують точки, відстань між якими в ідеалізованому механізмі не змінилося б і за відсутності цих ланок.

Покажемо методику розкладання зв'язків на нормальні і тангенціальні на прикладі механізму, замінивши однорухому пару В парою дворухомою (IV класу).



Кожна однорухомоа пара (V класу) накладає 3 нормальні зв'язки –  $P_x, P_y, P_z$  і 2 тангенціальні –  $M_x, M_y$ . Кожна дворухома пара (IV класу) накладає 2 нормальні зв'язки –  $P_x, P_z$ , і 2 тангенціальні  $M_x, M_z$ , Кожна п'ятирухома пара (I класу) накладає лише один нормальний зв'язок –  $P_z$ .

$$\text{Загальна кількість зв'язків } S = S_A + S_B + S_C = 5 + 4 + 1 = 10.$$

Розкладання

$$S = S_n + S_t = (S_{nA} + S_{nB} + S_{nC}) + (S_{tA} + S_{tB} + S_{tC})$$

$$S_A = S_{nA} + S_{tA} = 3 + 2 = 5,$$

$$S_B = S_{nB} + S_{tB} = 2 + 2 = 4,$$

$$S_C = S_{nC} + S_{tC} = 1 + 0 = 1.$$

$$\text{Усього } S_n = 3 + 2 + 1 = 6, \quad S_t = 2 + 2 + 0 = 4.$$

Тепер покажемо виведення для плоского механізму формули числа НЗ, яка не містить рухливості  $\mathcal{W}$ .

З формули Грюблера з урахуванням НЗ:

$$\mathcal{W} = 3(n - 1) - (2p_5 + p_4) + \sigma_t, \quad (11)$$

$$\text{або } \mathcal{W} = 3(n - 1) - S_t + \sigma_t. \quad (12)$$

Очевидне геометричне співвідношення

$$p = n + k - 1, \quad n - 1 = p_5 + p_4 - k. \quad (13)$$

Підстановка (13) в (11)

$$\mathcal{W} = 3(p_5 + p_4 - k) - (2p_5 + p_4) + \sigma_t = p_5 + 2p_4 - 3k + \sigma_t = f_t - 3k + \sigma_t \quad (14)$$

$$\text{З формули (4)} \quad \mathcal{W} = 6(n - 1) - S + \sigma.$$

Виключаючи з (4) і (12)  $W$ , знайдемо

$$6(n-1) - S + \sigma = f_t - 3k + \sigma_t, \text{ або } \sigma = (S - S_t) - 3(n-1) + \sigma_t. \quad (15)$$

За формулою (8)  $W = f - 6k + \sigma$ , зіставляючи (8) і (15), знаходимо

$$f - 6k + \sigma = f_t - 3k + \sigma_t, \text{ або } \sigma = 3k - (f - f_t) + \sigma_t. \quad (16)$$

Тут:  $S_t = 2p_5 + p_4$  – число тангенціальних зв'язків, що накладаються всіма одно- та дворухомими парами,  $f_t = p_5 + 2p_4$  – кількість рухливостей всіх пар.

Таким чином, щоб знайти число  $\sigma$  надлишкових зв'язків, слід скористатися формулою (16) або (15), вирахувавши попередньо  $f - f_t$  або  $S - S_t$ .

Покажемо визначення  $\sigma$  на прикладах (рис. 22).

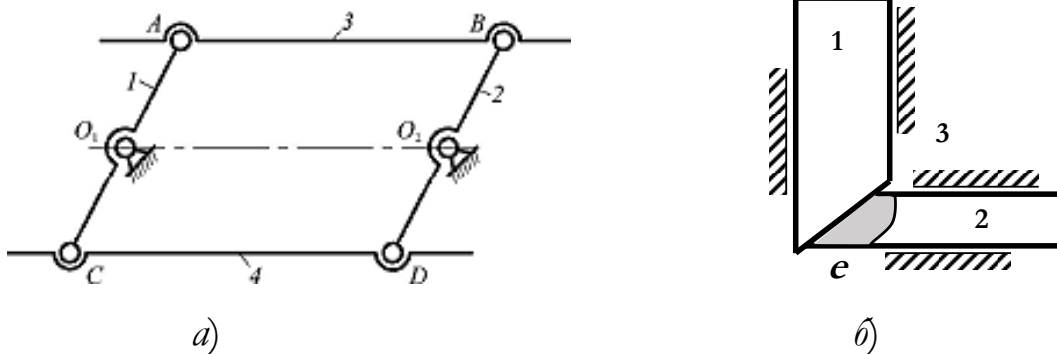


Рис. 22

У схемі *a* механізму зведеного паралелограма маємо: число рухливостей загальне  $f = 6 \cdot 1 = 6$ , число тангенціальних рухливостей  $f_t = 6 + 2 \cdot 0 = 6$ , число тангенціальних НЗ  $\sigma_t = 1$ , число контурів у схемі  $k = 2$ . Так як  $\sigma_t$  визначається числом кінематично пасивних ланок, а в схемі це ланка 3, то  $\sigma_t = 1$ . Вилучення однієї ланки з двома шарнірами зменшує рухливість на 3, а кількість зв'язків на 4, тобто зникає один НЗ. Тепер за формулою (14) знайдемо  $\sigma = 3 \cdot 2 - (6 - 6) + 1 = 7$ .

У схемі механізму еліпсографа (рис. 6, *a*) є пасивна ланка (3 або 4),



тому  $\sigma_t = 1, f = 4 \cdot 1 + 2 \cdot 2 = 8, f_t = 6, k = 2, \sigma = 3 \cdot 2 - (8 - 6) + 1 = 5$ .

У схемі на рис. 22, б клинового механізму пари 1-3 і 2-3 поступальні призматичні 5-го класу і пара 1-2 – площинна 3-го класу, тому:  $f = 1 + 1 + 3 = 5, f_t = 3, \sigma_t = 1, \sigma = 3 \cdot 1 - (5 - 3) + 1 = 2$ .

Ліквідувати ці 2 НЗ можна заміною площинної пари III класу парою I класу, тобто запровадженням кінематичного з'єднання з проміжним елементом з плоскою робочою та сферичною поверхнями (див. зображення виділено заливкою). Тепер  $\sigma_t = 1, f = 1 + 1 + 5 = 7, f_t = 3, \sigma = 3 \cdot 1 - (7 - 3) + 1 = 0$ .

Розглянемо структурні особливості кривошипно-повзункового механізму, що широко застосовується в техніці. Він містить ведучу ланку – кривошип, що впливає через шатун на повзун, а також станину. Всі 4 ланки з'єднані кінематичними парами. В ідеалізованому механізмі всі 4 пари однорухливі і за формулою (10) для плоского механізму  $\mathcal{W} = 1, p = 4, \sigma = 1 + 6 - 4 = 3$ . Ці три НЗ можна усунути зниженням класу деяких з'єднань. Якщо, наприклад, з'єднання шатуна з повзуном виконати з'єднанням III класу, а з'єднання повзуна з напрямною – IV класу,  $\mathcal{W} = 1, k = 1$  і за формулою (9) отримаємо  $\sigma = 1 + 6 - (1 + 1 + 3 + 2) = 0$ . Можна з'єднати шатун з сусідніми ланками парами 3-го класу і хоча з'явиться одна не шкідлива місцева рухливість ( $\mathcal{W}$  стане рівним двом), але НЗ в схемі не буде:  $\sigma = 2 + 6 \cdot 1 - (1 + 1 + 3 + 3) = 0$ .

## § 2.6. Узагальнення структурних формул. Рівняння балансу рухомостей

Досі розглядалися механізми із внутрішніми кінематичними зв'язками. Для розгляду механізмів із зовнішніми, динамічними або

нестационарними зв'язками необхідно спочатку уточнити поняття рухомості, узагальнити універсальні формули, а потім вивести рівняння балансу рухомостей.

Рухомість, як кількість ступенів свободи ланок щодо станини, вимагає уточнення, т.я. серед механізмів із зовнішніми зв'язками станини немає і крім цього є механізми, у яких зовнішні зв'язки діють тільки у робочому стані. Іноді механізм ізольований від зовнішніх тіл, із якими має, проте, зовнішні зв'язки.

Рухомість при діючих зовнішніх зв'язках назовемо *робочою рухомістю* механізму.

Прийmemo індекс  $i$  для внутрішніх параметрів механізму, а індекс  $a$  – для зовнішніх.

Напишемо універсальні структурні формули в узагальненому вигляді для визначення *фактичної* рухомості даного існуючого механізму за наявності тільки внутрішніх зв'язків

$$W = q - S_i^{\text{не}} + \sigma_i^{\text{не}},$$

$$W_{\text{ф}} = 6(n - \xi) - S_i + \sigma_i, \quad (17)$$

$$\text{або} \quad W_{\text{ф}} = f_i - 6(k + \xi - 1) + \sigma_i, \quad (18)$$

тут  $\sigma_i^{\text{не}}$  – число внутрішніх неголономних надлишкових зв'язків,

$\xi = 1$  за наявності станини,  $\xi = 0$  за відсутності станини.

Тепер напишемо *необхідну* рухомість механізму за структурною формулою за наявності зовнішніх зв'язків

$$W_{\text{н}} = (c + b + d) + (S_a - \sigma_a + W_a). \quad (19)$$

Тут  $c$  – число основних рухомостей (за кількістю рухомих сил),

$b$  – число додаткових рухливостей ланок, що взаємодіють з робочими тілами (разом з місцевими),

$d$  – число динамічних зв'язків,

$S_a$  – число зовнішніх кінематичних зв'язків,

$\sigma_a$  – число надлишкових зовнішніх зв'язків,

$W_a$  – число зменшення рухомостей зовнішніх тіл від дії зовнішніх зв'язків,

$W_{роб}$  – необхідна робоча рухомість механізму,

$$W_{роб} = c + b + d = W_n - (S_a - \sigma_a + W_a)$$

Прирівнюючи праві частини (17) і (19) і маючи на увазі  $S = S_a + S_i$ ,  $\sigma = \sigma_a + \sigma_i$ , отримаємо рівняння балансу рухомостей:

$$6(n - \xi) + W_a = (c + b + d) + S - \sigma, \quad (20)$$

придатне для перевірки правильності будови любого механізму.

Число зовнішніх, внутрішніх і загальне число НЗ можна знайти за формулами:

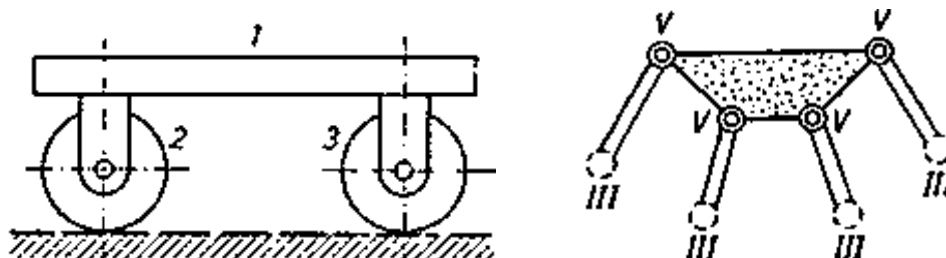
$$\sigma_a = S_a - [(W_\phi - W_{роб}) + W_a], \quad (21)$$

$$\sigma_i = S_i - [6(n - \xi) - W_\phi], \quad (22)$$

$$\sigma = S - \{[6(n - \xi) - W_{роб}] + W_a\}. \quad (23)$$

Для засвоєння наведених вище формул розглянемо приклади аналізу таких механізмів, для котрих традиційна структурна теорія не може бути застосована.

Приклад 1. Некерований чотириколісний візок. Так як тут є і зовнішні і внутрішні зв'язки, то число НЗ можна визначити за універсальною формулою (23).



Число ланок механізму  $n = 5$  – короб і 4 колеса, станини немає  $\xi = 0$ . Загальна кількість кінематичних з'єднань – 8, внутрішніх (V класу) – 4, зовнішніх (III класу) – 4.

Число внутрішніх зв'язків  $S_i = 4 \cdot 5 = 20$ , зовнішніх –  $S_a = 4 \cdot 3 = 12$ , загальна кількість зв'язків  $S = 20 + 12 = 32$ .

Визначимо робочу рухомість

$$W_{\text{роб}} = q_{\text{роб}} - S^{\text{не}} + \sigma^{\text{не}},$$

$q_{\text{роб}}$  – число необхідних координат у робочому стані: положення корпусу візка визначається 3 координатами, положення чотирьох коліс щодо корпусу – 4 координатами,  $q_{\text{роб}} = 3 + 4 = 7$ ;

$S^{\text{не}}$  – число неголономних зв'язків дорівнює  $2 \cdot 4$ . У кожному з чотирьох коліс не допускається (через тертя) прослизання вздовж та поперек дороги,

$$S^{\text{не}} = 2 \cdot 4 = 8;$$

$\sigma^{\text{не}}$  – число неголономних надлишкових зв'язків дорівнює 2, т.я. для усунення ковзання кожної пари коліс перпендикулярно їх площині було б достатньо одного зв'язку,  $\sigma^{\text{не}} = 2$ .

Отже,  $W_{\text{роб}} = 7 - 8 + 2 = 1$ ,  $W_a = 0$ , т.я. наявність зовнішніх тіл (земля) рухомість механізму не зменшує.

$$\text{Маємо } \sigma = 32 - \{[6(5 - 0) - 1] + 0\} = 3.$$

З'ясуємо природу цих трьох НЗ, скільки з них зовнішніх ( $\sigma_a$ ) і скільки внутрішніх ( $\sigma_i$ ), також знайдемо фактичну ( $W_{\text{ф}}$ ) та необхідну ( $W_{\text{н}}$ ) рухомості механізму.

Спочатку знайдемо фактичну рухомість ( $W_{\text{ф}}$ ) механізму. За відсутності станини ( $\xi = 0$ ) визначення положення корпусу треба 6 координат, для чотирьох коліс щодо корпусу – 4 координати, отже,

$W_{\phi} = 6 + 4 = 10$ . Тепер за формулами (21) та (22) маємо  $\sigma_a = 12 - [(10 - 1) + 0] = 3$  та  $\sigma_i = 20 - [6(5 - 0) - 10] = 0$ , тобто всі 3 НЗ – зовнішні та виражаються в наступному: один з НЗ обмежує вертикальні переміщення коліс, для усунення яких кінематично достатньо трьох коліс, а два інші НЗ (вони корисні, зменшують небезпеку занесення) обмежують переміщення коліс упоперек дороги та для усунення яких кінематично достатньо двох коліс – одного переднього та одного заднього.

Тепер за формулами (17) і (19) визначимо фактичну та необхідну рухомість  $W_{\phi} = 6(5 - 0) - 20 + 0 = 10$ ,  $W_{\text{н}} = (1 + 0 + 0) + (12 - 3 - 0) = 10$ . Вони збігаються.

Приклад 2. Гідростатичний механізм (рис. 20).

Є станина,  $\xi = 1$ , число ланок  $n = 4$ , зв'язків внутрішніх  $S_i = 3 \cdot 4 + 3 \cdot \frac{1}{3} = 13$ , зв'язків надлишкових  $\sigma_a = \sigma_i = 0$ .

Рухливість механізму – за формулою (13)  $W = 6(4 - 1) - 13 + 0 = 5$ . Ці 5 ступенів свободи розподіляються так. За формулою (19) при  $c = 1$ ,  $b = 4$ ,  $d = 0$ :  $W = (1 + 4 + 0) + (0 - 0 - 0) = 5$ . Чотири додаткові рухливості ( $b = 4$ ) складаються з трьох місцевих обертань поршнів навколо своїх осей і однієї рухливості ведених поршнів 2 і 3 для бажаної взаємодії з тілами, що опираються.

Приклад 3. Об'ємний гідромеханізм з трьома гідродвигунами, що допускає широке відтворення запрограмованої траєкторії руху точок. Механізм складається із трьох ведучих ланцюгів. Замість ведених ланцюгів – три крайні ізольовані з'єднання. Зовнішніх і динамічних зв'язків немає. Механізм одноконтурний ( $k = 1$ ), шестиланковий ( $n = 6$ ), зі станиною ( $\xi = 1$ ). Робоча рухомість  $W_{\text{роб}} = 6$ , при трьох ведучих



особливо при виявленні знайдених розрахунком НЗ. Проте структурна схема неспроможна відбивати конструкцію механізму повністю і тому є символічним зображенням як даного механізму, так й багатьох інших. Щоб цей механізм з гнучкими або рідкими проміжними елементами завжди мав одну й ту саму структурну схему, слід керуватися такими правилами її побудови.

1. Зв'язки, що накладаються одним й тим самим проміжним елементом внаслідок його умовної недеформованості, розподіляються рівномірно по тих з'єднаннях, які зникають при видаленні даного проміжного елемента.

2. Якщо рухомі ланки проміжним елементом пов'язані не тільки з рухомими ланками, але також зі станиною, то з'єднання зі станиною не враховуються.

3. Якщо гнучкий елемент стикається з ланкою, і внаслідок достатнього тертя прослизання немає, такий дотик розглядається як кріплення гнучкого елемента до ланки.

З дотриманням цих правил побудовано структурну схему екскаватора. Кінематичні сполуки, що утворюються гнучкими елементами (трос), на рисунку зображуються заповненими кружками. Число зв'язків, що накладаються цими сполуками визначається за формулою

$$S = y + a \cdot z$$

де  $y$  – число ділянок, навантажених силою тертя при невеликому ковзанні,

$a = 1$  для нитки,

$z$  – число простих ділянок між місцями кріплення гнучкого

елемента до ланок і замкнених ділянок.

$$\text{Тут } S = 2 + 1 \cdot 4 = 6.$$

З'єднання 1-4 і 5-8 містять кожен один гнучкий елемент, що накладає своєю довжиною один кінематичний зв'язок. Згідно з правилом 3 кожна зі з'єднань 2-7, 2-8 і 5-9 накладає один зв'язок. Відповідно до правила 1 один зв'язок, що накладається простою ділянкою гнучкого елемента, прикріпленого до ланок 3, 5 і 9 (до 9 – тертям), розподіляємо рівномірно за сполуками 3-5, 3-9 і 5-9.

Огляд кінематичної схеми екскаватора дозволяє зробити висновок про відсутність НЗ. Справді, тут немає жодного з'єднання, збільшення рухливості якого не призвело до збільшення рухливості всього механізму. Тому рухливість механізму можна визначити безпосереднім застосуванням структурних формул. Так як  $n = 9$ ,  $p = 13$ ,  $S_i = 6 \cdot 5 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot \frac{1}{2} = 36$  і  $f_i = 6p - S_i = 6 \cdot 13 - 36 = 42$ , то за формулами (17) та (18) отримуємо:  $W_{\phi} = 6(9 - 1) - 36 + 0 = 12$ ,  $W_{\phi} = 42 - 6(5 + 1 - 1) + 0 = 12$ .

Згідно з формулою (19) ці рухливості розподіляються таким чином:  $W_n = (c + b + d) + (S_a - \sigma_a + W_a) = 3 + 0 + 9 + 0 - 0 - 0 = 12$ .

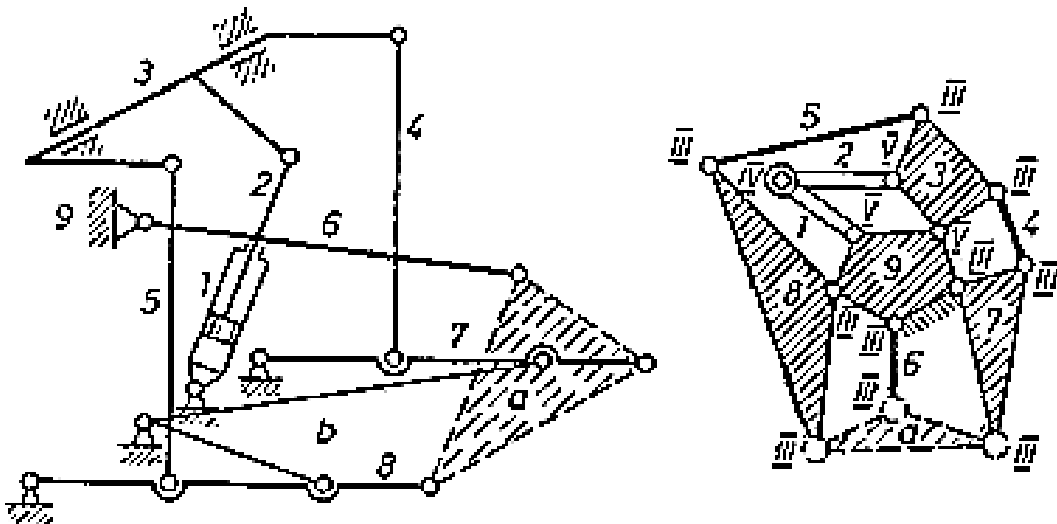
Три основні рухливості відповідають трьом незалежним рушійним силам (узагальненим). Ківш 5 має чотири, а комплекс ланок 8 та 9 має п'ять місцевих ступенів свободи. Однак рухи, що відповідають цим 9 ступеням свободи, залежать від сил, що мають властивість реакцій в'язів. Завдяки значній вазі спеціальним чином підвішеного ківша на зазначені ланки діють з боку інших ланок такі сили та моменти сил, що відповідають можливим переміщенням цих 9 ступенів свободи, які залежать від прикладених зовнішніх сил та прагнуть повертати систему у вихідне положення. Отже, механізм екскаватора має 9 динамічних



зв'язків.

Приклад 6. Підйомно-навісний пристрій трактора.

Схема має 9 ланок; зв'язки на них накладаються 11 внутрішніми ( $S_i = 3 \cdot 5 + 1 \cdot 4 + 7 \cdot 3 = 40$ ) та 3 зовнішніми ( $S_a = 3 \cdot 3 = 9$ ) кінематичними



парами. Приймаючи корпус трактора за станину, знаходимо, що кількість рухомостей механізму (корпус інструменту, тобто тіло  $a$ , не приєднано)  $W = q = 10$ : одна основна рухомість відповідає руху всього механізму разом з ведучими ланками 1 і 2 гідроциліндра, одна поперечна рухливість ланок 4 і 7, одна поперечна рухливість ланок 5 і 8, три плаваючих обертання повідців 4, 5 і 6, два плаваючих обертання трикутників, кожен з яких розтягнутий в одну пряму і два обертання ланки 6 навколо осей, що проходять через кульову пару 6-9. За формулою (22) число внутрішніх надлишкових зв'язків:

$$\sigma_i = S_i - [6(n - \xi) - W_{\phi}] = 40 - [6(9 - 1) - 10] = 2.$$

Ці зв'язки знаходяться в контурі, утвореному ланками 1, 2, 3 і 9, який є ланцюгом, зображеним на структурній схемі і має при відсутності обох розвантажувальних з'єднань два повторювані зв'язки. Ці зв'язки можна усунути заміною пар 2-3 та 1-9 кульовими; звичайно, при цьому

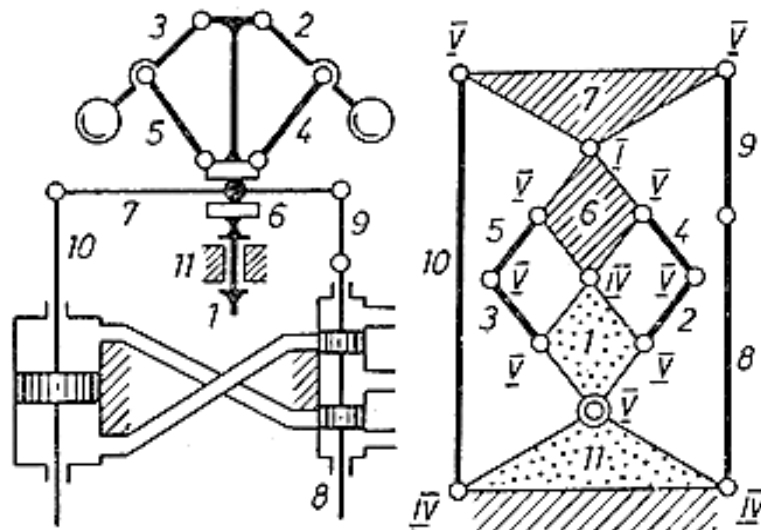
з'явиться два нових плаваючих обертання, тобто обертання ланок 1 та 2.

У робочому стані (після приєднання тіла  $a$ ) кількість рухомостей зменшується на три, оскільки внаслідок дії зовнішніх зв'язків губляться два місцевих обертання ланки 6, а незалежні поперечні рухи ланок 4, 7 і 5, 8 замінюються одним спільним поперечним рухом цих ланок разом із ланкою 6 і тілом  $a$ . Отже,  $W_{\text{роб}} = c + b + d = 1 + 6 + 0 = 7$ .

Оскільки  $W_a = 6$  (тіло  $a$  після приєднання неспроможне рухатися незалежно від механізму), то, за формулою (21) отримуємо  $\sigma_a = S_a - [(W_{\text{ф}} - W_{\text{роб}}) + W_a] = 9 - (10 - 7 + 6) = 0$ .

Вплив ланок  $b$  не враховувався, оскільки вони використовуються для усунення поперечного розгойдування в транспортному положенні.

Приклад 7. Швидкісний регулятор із жорстким зворотнім зв'язком.



Вважаючи вал 1 регулятора нерухомим, а все інші ланки рухомими паралельно нерухомій площині, побудуємо зображення цього уявного плоского механізму. Маємо:  $n = 12$ ,  $\xi = 1$ ,  $k = 4$ ,  $f_i = 20$ ,  $S_i = 68$ .

Рухомість механізму за відсутності зовнішніх зв'язків  $W = c + b + d = 1 + 0 + 2 = 3$ . Основна рухомість здійснюється ланками 1-12 ( $c = 1$ ). Одна динамічна в'язь накладається силовим полем землі, що

діє на інертні маси куль відцентрового регулятора, інша – динамічний сервозв'язок, що накладається робочою рідиною ( $d = 2$ ).

$$\text{Число НЗ } \sigma = \sigma_i = S_i - [6(n - \xi) - W] = 68 - [6(2 - 1) + 3] = 5.$$

Баланс рухомостей:

$$6(n - \xi) = c + b + d + S - \sigma, \quad 6(12 - 1) = 1 + 0 + 2 + 68 - 5; \quad 66 = 66.$$

Зменшення числа НЗ досягається заміною шарнірів 7-11 та 8-9 сферичними парами, при цьому  $S_i = 64$ ,  $\sigma_i = 1$ .

## § 2.7. Динамічна структурна формула

Тут рухливість механізму виражається через його структурні компоненти: формула містить число основних та допоміжних ведучих ланок разом з механічними акумуляторами, динамічні зовнішні та внутрішні зв'язки, зовнішні кінематичні зв'язки:

$$W = (N + R + U + A) + b + y + (d' + d''), \quad (24)$$

де  $N$  – число основних ведучих ланцюгів. Тіло, що рухається, не обов'язково діє безперервно на ведучу ланку. У перервах механізм може працювати від механічних акумуляторів (маховик, пружини),

$(R + U)$  – кількість допоміжних ведучих ланок,

$R$  – число регулюючих ланок, через які зовнішні тіла впливають на основний рух,

$U$  – число настроювальних ланок,

$A$  – кількість самостійних механічних акумуляторів для приводу ланок, рух яких (постійний або епізодичний) кінематично не задається ведучими ланками,

$b$  – число місцевих рухливостей,

$y$  – кількість зовнішніх кінематичних зв'язків (крім НЗ),

$d'$  і  $d''$  – число зовнішніх та внутрішніх динамічних зв'язків.

У цій формулі кожен динамічний зв'язок представляє одну ступінь свободи. Довільність руху, що відповідає цій ступені свободи, усувається дією певних сил.

Деякі рухливості можуть усуватися зовнішніми кінематичними зв'язками. Внутрішні кінематичні зв'язки не можуть бути компонентами рухомості механізму і наведену формулу (24) не входять.

Покажемо застосування динамічної структурної формули з прикладів, наведених на рисунках.

На рис.23, *а* приведений приклад механізму з зовнішнім динамічним зв'язком, що накладається землею. При відсутності зовнішніх допоміжних ведучих ланок та самостійних акумуляторів рухомість механізму складе  $W = N + d'' = 2$ .

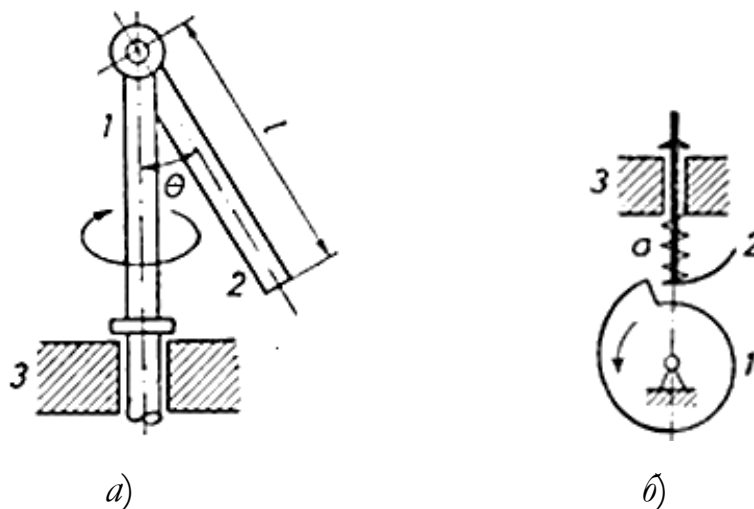


Рис. 23

На схемі рис.23, *б* показаний кулачковий механізм змінної структури з ведучою ланкою та станиною. Тут маємо  $N = 1$ ,  $A = 0$  або 1 (коли зв'язок 1-2 вимикається, пружина стає самостійним акумулятором) і тому  $N = 1$  або 2.

На рис.24, *а* наведено схему механізму електроматнітного реле. Тут маємо  $N = 1$  (основна ведуча ланка 1),  $U = 1$  (настроювальна ланка 5),  $y = 1$  (зовнішній кінематичний зв'язок 4-к). Рухомість механізму  $W = N + U + y = 3$ .

На схемі пружина *a* – додатковий елемент, *e* – електромагніт та контактна пластина *к* – зовнішні тіла.

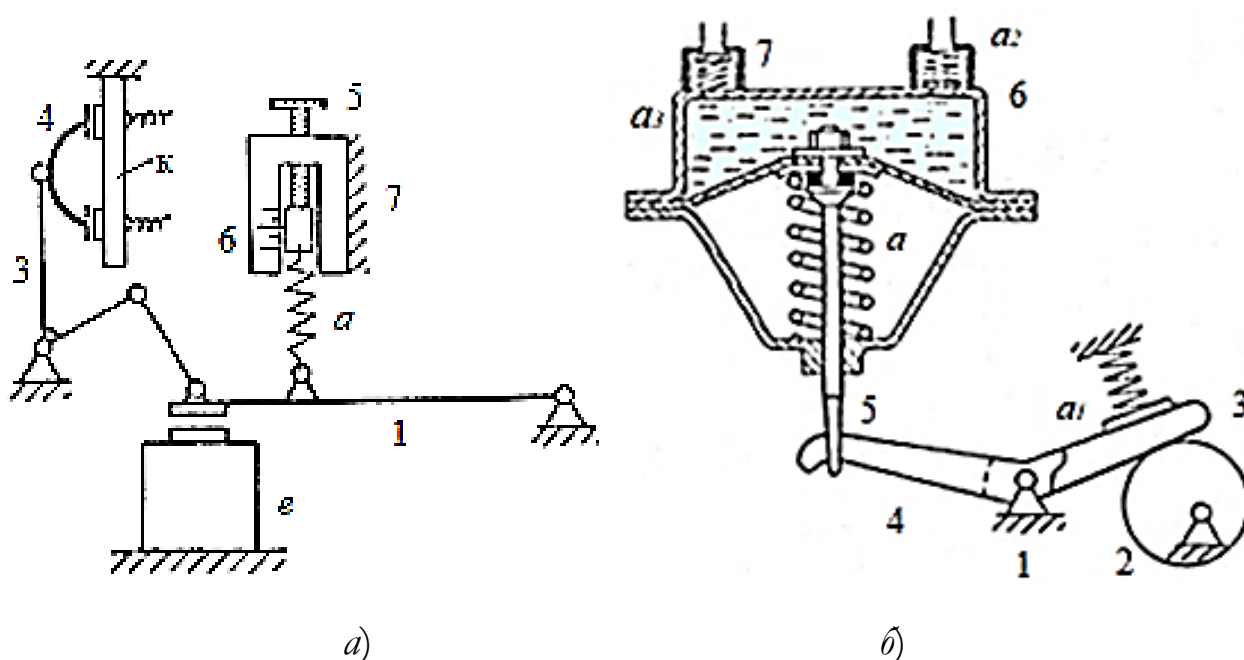


Рис. 24

На рис.24, *б* дана схема механізму діафрагмового насоса. Тут одна ведуча ланка 1 ( $N = 1$ ), один епізодично працюючий механічний акумулятор – пружина *a* ( $A = 1$  або 0), дві місцеві рухливості ( $b = 2$ ) обертання клапанів 5 і 6 навколо своїх осей, два внутрішні динамічні зв'язки ( $d'' = 2$ ) – поступальний рух клапанів 5 і 6 під дією робочого тіла та пружин  $a_2$  і  $a_3$ .

Рухомість механізму  $W = 1 + 0/1 + 2 + 2 = 5$  або 6.

Пружина  $a_1$  – додатковий елемент.

## § 2.8. Зміна рухливості кінематичних пар і груп

При побудові схем механізмів, позбавлених НЗ, тобто самовстановлюваних, слід брати до уваги ряд факторів, що впливають на самовстановлюваність ланок: зазори в зчленуваннях, тертя та особливе розташування ланок (поводків) у групі, що при визначенні НЗ не завжди враховують.

*Зазори в зчленуваннях* створюють додаткові рухливості ланок, які іноді використовують. Якщо, наприклад, втулка на пальці кривошипу довжиною  $b$  пов'язана з шатуном довжиною  $l$  то при зазорі  $\Delta$  між пальцем і втулкою (однорухома пара) переміщення кінця шатуна з урахуванням зазору складе  $S = 2\Delta \cdot l/b$  і при  $l/b = 10$  та  $\Delta = 0,1$  мм  $S = 2$  мм. Це переміщення можна використати для усунення НЗ. Однак слід мати на увазі, що тепер за наявності зазору однорухома пара (V класу) обернеться у трирухому (III класу), тобто обертальна в кулькову, а поступальна пара із зазором (V класу) обернеться у так звану "шліцьову" (III класу). Визначення рухливості з урахуванням зазорів іноді виправдане, якщо оцінка числа НЗ цього вимагає, проте технічна доцільність та надійність механізмів з НЗ та надмірними зазорами перед механізмами без НЗ є сумнівною.

*Тертя в парах і з'єднаннях* з твердими проміжними елементами може усунути частину рухомостей в механізмі, де НЗ практично нема, якщо спричинена тертям сила опору  $F_o$ , необхідна для додаткового руху при самоустановці (СОС), буде велика. Величина СОС залежить від відношення швидкості основного відносного поступального ( $V_{\Pi}$ ) або обертального ( $\omega$ ) руху ланок до швидкості їх самоустановки ( $V_o$ ).

Швидкість ковзання контакту поверхонь  $V_k = \sqrt{V_{\Pi}^2 + (\omega \cdot R)^2}$ .

Якщо основний рух обертальний, то рух самоустановки поступальний і навпаки. Часто швидкості відносного руху ланок невеликі, але реакція в парі велика і знакозмінна, тому  $F_o$  може виявитися значною, що ускладнює самоустановку і особливо при пуску.

Далі наведені формули [2] для обчислення СОС (при напівсухому терті або при нових синтетичних матеріалах пар тертя) у найбільш поширених кінематичних парах.

Циліндрична дворухома пара:

$$F_{o \text{ пост.рух}} = Q \cdot f \cdot V_{\text{п}} / V_{\text{к}}$$

$$F_{o \text{ оберт.рух}} = Q \cdot f \cdot \omega \cdot R / V_{\text{к}}$$

Площинна трирухома пара:

1. Основний рух повзуна поступальний ( $V_o$ ), рух самоустановки також поступальний ( $V_c \perp V_o$ ), швидкість ковзання на контакті

$$V_{\text{к}} = \sqrt{V_o^2 + V_c^2}.$$

$$F_o = N \cdot f \cdot V_c / V_{\text{к}}$$

2. Основний рух повзуна поступальний ( $V_o$ ), рух самоустановки – обертальний ( $\omega_c$ ) навколо геометричного центру повзуна

$$M_o = \frac{N \cdot f}{a \cdot b} \left[ \left( \frac{a^2}{12} + e^2 \right) \ln \frac{2e + b}{2e - b} - b \cdot e \right].$$

Тут  $a$  і  $b$  – геометричні розміри робочої поверхні повзунка,  $e = V_o / \omega_c \cdot f$  – коефіцієнт тертя,  $N$  – нормальне навантаження на повзун.

Кульова пара.

Основний рух обертальний ( $\omega_o$ ), рух самовстановлення – обертальний ( $\omega_c$ ).

Для кульової пари з контактом по півсфері

$$M_o = \frac{4}{\pi} Q \cdot f \frac{R}{\sqrt{1 + \left(\frac{4f}{\pi}\right)^2}} \cdot \frac{\omega_c}{\sqrt{\omega_o^2 + \omega_c^2}}$$

Особливе розташування поводків в групі Ассура. При проектуванні схем багатоланкових плоских стрижневих механізмів нашаруванням плоских статично визначених багатоповідкових груп Ассура слід пам'ятати, що при деякому розташуванні поводків виникає додаткова рухливість або надлишковий зв'язок. Ось приклади (рис. 25):

- у двоповодковій групі, коли обидва поводки витягнуті в одну лінію (схема а),
- у триповодковій групі, якщо всі 3 поводки перетинаються в одній точці (схема б) або паралельні (схема в),
- у чотирьохповодковій групі, якщо всі 4 поводки перетинаються в одній точці (схема г) або паралельні (схема д). Є і інші випадки.

## § 2.9. Елементи структурного синтезу механізмів

В реальних механізмах, що мають неминучі помилки виготовлення та збирання, натягів, викликаних перекосами, не буде, якщо з'єднання ланок компенсують зазначені помилки і забезпечують самовстановлення, при цьому в механізмі шкідливих надлишкових зв'язків не буде.

Утворення твердоелементних механізмів можна уявити собі, слідуючи Ассуру, нашаруванням просторових статично визначених "нуль-груп", відкритих, розгалужених ланцюгів або замкнутих контурів ( $W = 0$ ).

Так як ідеальних або "чисто плоских" механізмів не існує, то механізм не може не містити просторових з'єднань. Розвиток



просторових нуль-груп полягає у заміні їх структурним еквівалентом. Напарування просторових "нуль-ланцюгів" зберігає рухомість механізму і не вносить у схему небажані повторювані зв'язки[5].

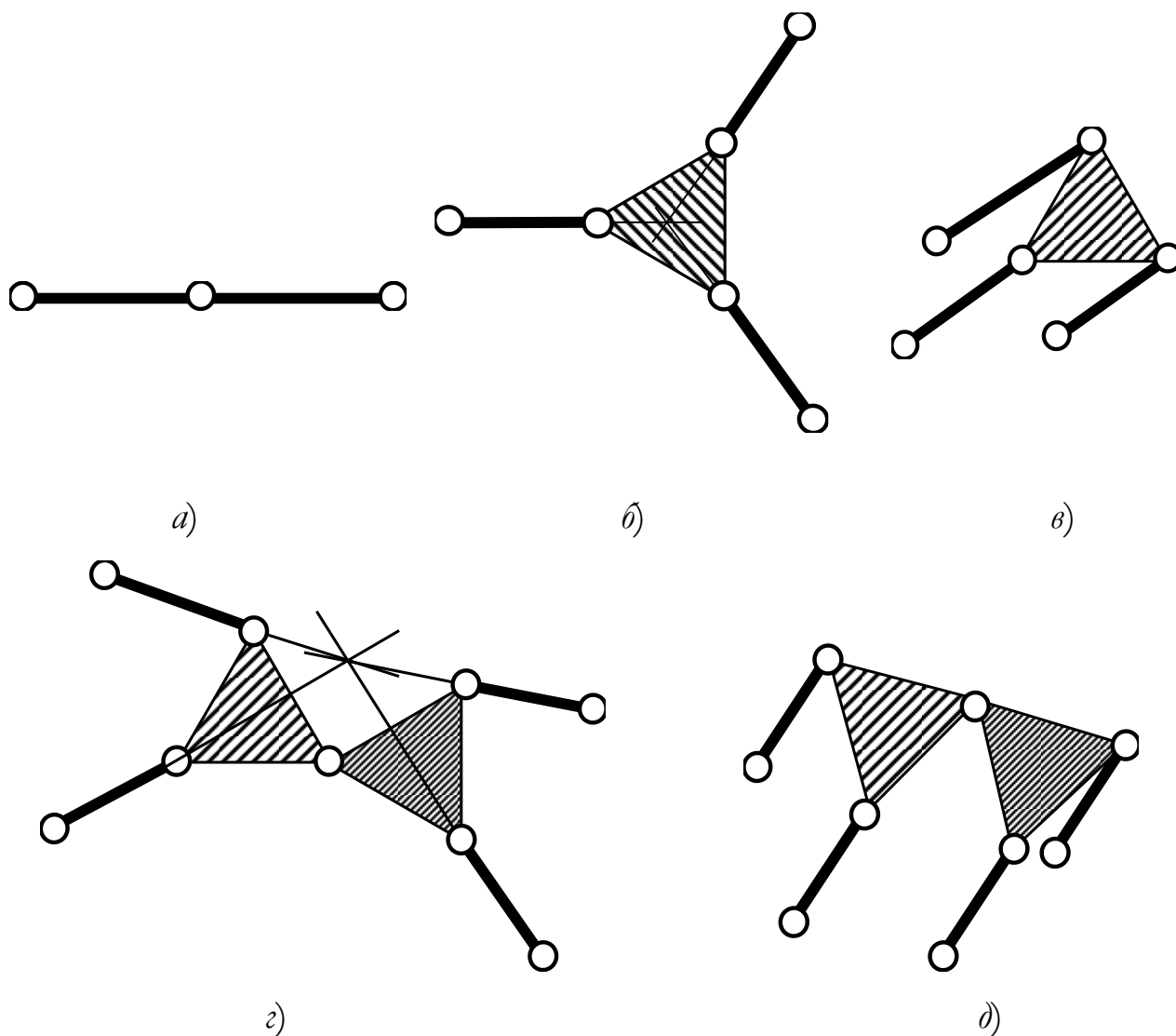


Рис. 25

### § 2.10. Методи визначення, зменшення або усунення надлишкових зв'язків

Пошуки надлишкових зв'язків, їх зменшення або повне усунення доцільно виконувати у такій послідовності:

- будується кінематична схема заданого механізму з нумерацією ланок арабськими цифрами,

– складається структурна схема за Озолсом з допомогою зазначених вище позначень. Клас кожної пари  $(V - I - 0)$  позначається відповідною римською цифрою,

– за структурною схемою легко обчислюються: кількість ланок у схемі механізму  $(n)$ , загальна кількість з'єднань  $(p)$ , кількість контурів – клас механізму  $(k)$ , загальна кількість зв'язків  $(S)$  й рухливостей  $(f)$  всіх з'єднань, а потім визначається число ступенів свободи механізму  $(W)$  і число НЗ  $(\sigma)$ . Це виконується:

– для плоских механізмів із внутрішніми зв'язками, що містять тільки з'єднання однорухомі і дворухомі, треба виявити наявність у схемі числа кінематично пасивних ланок  $(\sigma_t)$ , вичислити число  $f_t = p_5 + 2p_4$  тангенціальних рухомостей, створюваних однорухомими  $(p_5)$  і дворухомими  $(p_4)$  сполуками, і за формулами  $\sigma = 3k - (f - f_t) + \sigma_t$  і  $W = f - 6k + \sigma$ , знайти  $\sigma$  і  $W$ .

– для механізмів, що містять внутрішні з'єднання будь-якого класу. Оцінюється загальна рухомість  $W$  механізму (з урахуванням місцевих рухомостей) і потім число НЗ визначається за формулою (9).

– для механізмів, що містять внутрішні, зовнішні та динамічні зв'язки попередньо за допомогою структурної схеми треба обчислити число внутрішніх  $(S_i)$ , зовнішніх  $(S_a)$  зв'язків та їх загальне число  $S = S_i + S_a$ , робочу рухомість  $(W_{роб})$  і фактичну рухомість  $(W_{ф})$  за кількістю необхідних узагальнених координат, потім обчислюємо число внутрішніх, зовнішніх НЗ, а потім і загальне число НЗ за формулами (22...23). Результати перевіряються за допомогою балансу рухомостей (20).

Зазначимо деякі найважливіші прийоми усунення шкідливих НЗ.

Знайдені НЗ конструктор може усунути, або, якщо є підстави, залишити всі виявлені НЗ або частину їх, якщо здійснено збільшення точності виготовлення та складання, збільшення жорсткості основи. Зменшення або повне усунення НЗ, як буде показано на прикладах, досягається:

- зниженням класів з'єднань, хоча це веде до збільшення кількості рухомостей, непотрібних для ідеалізованого механізму, але необхідних для самовстановлення,
- збільшенням кількості ланок,
- введенням розвантажувальних з'єднань,
- зміною форми контактуючих ланок,
- видаленням кінематично пасивних ланок.

Основні помилки, що виникають при проектуванні схем, що не містять НЗ, – поява шкідливої рухливості, яка разом з НЗ у структурній формулі компенсують один одного і часто НЗ залишаються непоміченими, тому в багатоконтурних механізмах бажано визначити  $W$  і  $\sigma$  окремо для кожного контуру .

Контури доцільно розглядати, починаючи з основного механізму, потім обстежити приєднані групи ланок та з'єднань. Якщо кожен контур розглядається окремо, то рухливості з'єднань, які в них входять, розподіляються між контурами. Визначення  $W_i$  та  $\sigma_i$  у кожному контурі виконується за формулами:

$$\text{для I-го контуру } W_1 = f_1 - 6 + \sigma_1;$$

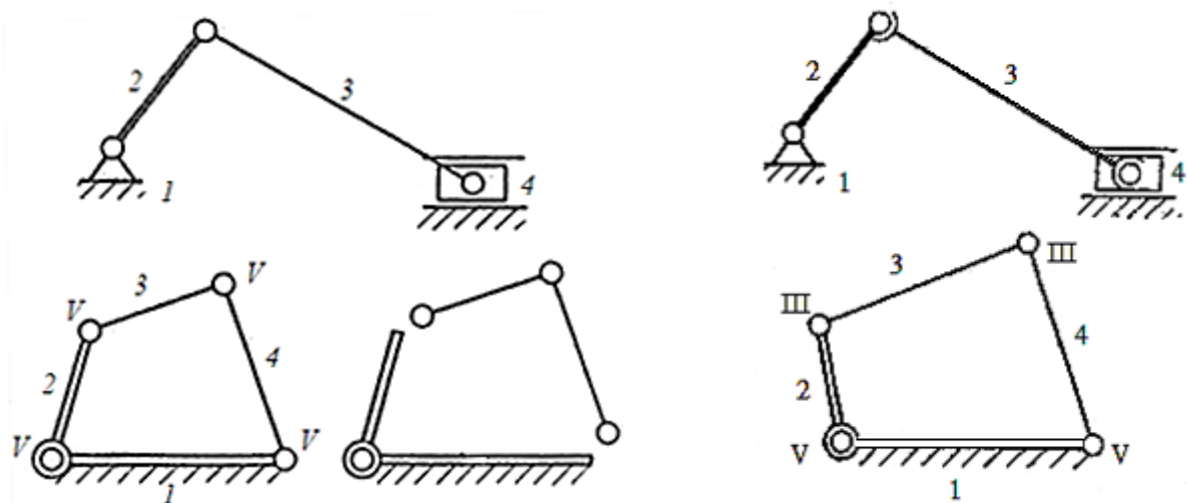
$$\text{для 2-го контуру } W_2 = f_2 - 6 + \sigma_2 \text{ і т.д.}$$

Якщо, наприклад, у 1-му контурі виявляться НЗ, то вони залишаться як НЗ всього механізму. Якщо в схемі є ланка, що має

місцеву рухливість, то вона увійде до числа рухливостей даного контуру і урахується при обчисленні числа НЗ цього контуру.

### § 2.11. Усунення або зменшення надлишкових зв'язків у схемах деяких розповсюджених механізмів

1. *Кривошпотно-повзунковий механізм.* Застосування – теплові двигуни, компресори, ковальсько-пресове обладнання, трубні стани, локомотиви та ін.



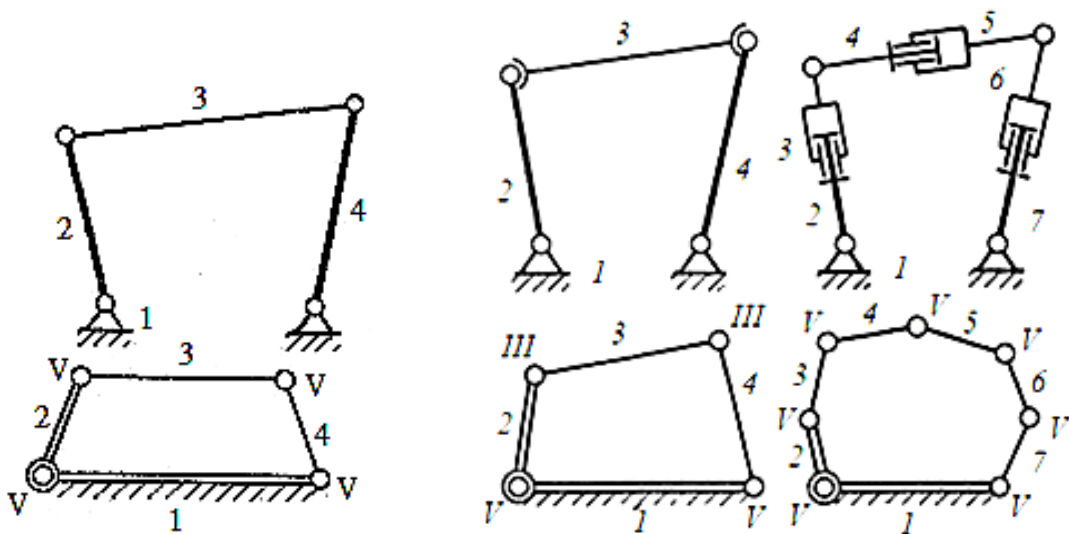
Механізм простий і допускає передачу великих сил. У плоскій схемі ідеалізованого механізму маємо:  $n = 4$ ,  $p_5 = 4$ ,  $W = 1$  і число НЗ  $\sigma = W - 3(n - 1) + 2p_5 = 1 - 3(4 - 1) + 2 \cdot 4 = 0$ . У реальному механізмі, якщо всі 4 пари однорухливі (V класу), то за відсутності тангенціальних повторюваних зв'язків ( $\sigma_t = 0$ ) в одноконтурному механізмі ( $k=1$ ), при числі рухливостей пар  $f = f_t = 4$  отримуємо за формулою  $\sigma = 3k - (f - f_t) + \sigma_t = 3 \cdot 1 - 0 + 0 = 3$ . Перевіримо рухомість схеми  $W = \sigma - 6k + f = 3 - 6 \cdot 1 + 4 = 1$ . Отже, через неточності виготовлення при складанні в останній парі "повзун-напрямна" матимуть місце натяги трьох видів: повзун не потрапить у напрямні через перекося напрямної

(неперпендикулярної осі коленвала), перекося поршневого пальця, перекося пальця кривошипа щодо осі коленвала. Ці НЗ вимагають високої точності виготовлення та складання, що особливо утруднено при великих розмірах ланок механізму.

Далі показаний один з багатьох варіантів структурної схеми механізму з призматичним повзунком без НЗ, в який шатун з'єднаний з кривошипом і повзуном трирухомими парами (сферичні підшипники). Тепер  $S = 2 \cdot 5 + 2 \cdot 3 = 16$ ,  $f = 2 \cdot 1 + 2 \cdot 3 = 8$ ,  $\sigma_t = 0$ . З'являється додаткова нешкідлива місцева рухливість і тепер  $W = 2$ , а  $\sigma = 2 + 6 \cdot 1 - 8 = 0$ .

Величини допусків на перекося ланок механізму без НЗ великі, проте самоустановлюваність повинна перевірятися на самогальмування. Тут же, як і на деяких інших аркушах далі, показані окремо провідні та ведені ланцюги.

2. *Кривошипно-коромисловий механізм.* Застосування – машини металургійного виробництва: ножиці, підйомно-хитні столи, кантувачі, каменедробарки, сільгоспмашини: спарники, рульове керування автомобілів та ін.

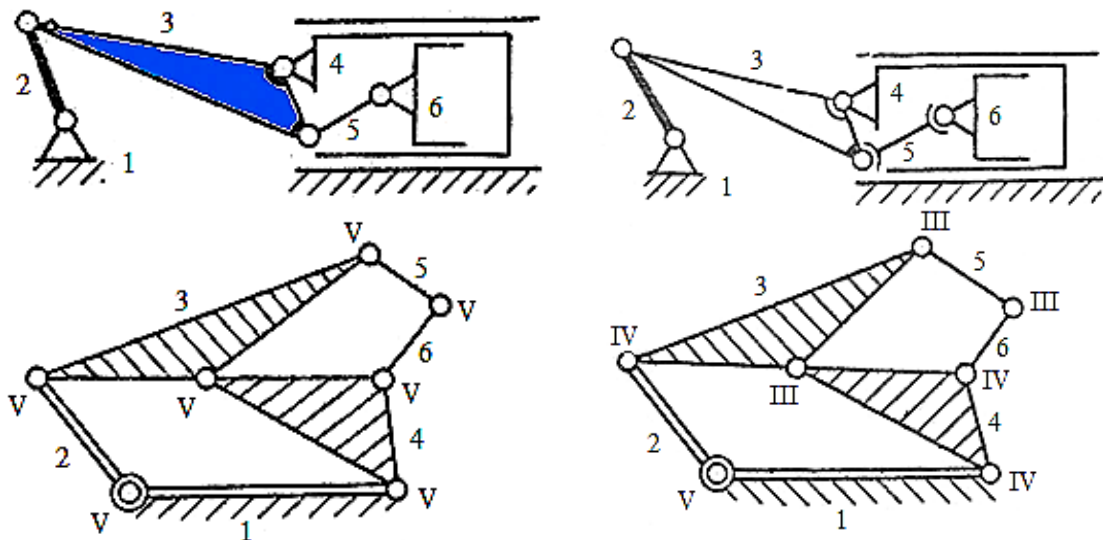


В пласкій схемі ідеалізованого механізму маємо  $n = 4$ ,  $p_5 = 4$ ,  $f = f_t = 4$ ,  $\sigma_t = 0$ ,  $W = 1$  і число НЗ  $\sigma = W - 3(n - 1) + 2p_5 = 1 - 3(4 - 1) + 2 \cdot 4 = 0$ . У реальному механізмі, якщо всі 4 пари однорухомі,  $\sigma = 3k - (f - f_t) + \sigma_t = 3 \cdot 1 - 0 + 0 = 3$  і усунення НЗ досягається в найпростішому випадку заміною однорухомих пар, що з'єднують хитун з кривошипом і коромислом, трирухомими парами, при цьому додається нешкідлива рухливість обертання хитуну навколо своєї осі і тепер  $W = 2$ ,  $f = 2 \cdot 1 + 2 \cdot 3 = 8$ ,  $S = 2 \cdot 5 + 2 \cdot 3 = 16$ , і  $\sigma = 2 + 1 \cdot 6 - 8 = 0$ .

Те саме досягається запровадженням трьох розвантажувальних шарнірів. Механізм стає семиланковим. Тут  $W = 1$ ,  $f = 7 \cdot 1 = 7$ ,  $S = 7 \cdot 5 = 35$ ,  $\sigma = 1 + 1 \cdot 6 - 7 = 0$ , відсутні сферичні шарніри. Незначне відносне обертання трьох розвантажувальних шарнірів викликається лише деформацією та неточністю ланок. Взаємна паралельність осей шарнірів підтримується автоматично, якщо осі шарнірів кривошипу та коромисла зі станиною паралельні.

Існують й інші варіанти схем описуваного механізму, які не містять НЗ.

3. *Кривошипний механізм із здвосними повзунками.* Застосування – машини теплоенергетики.



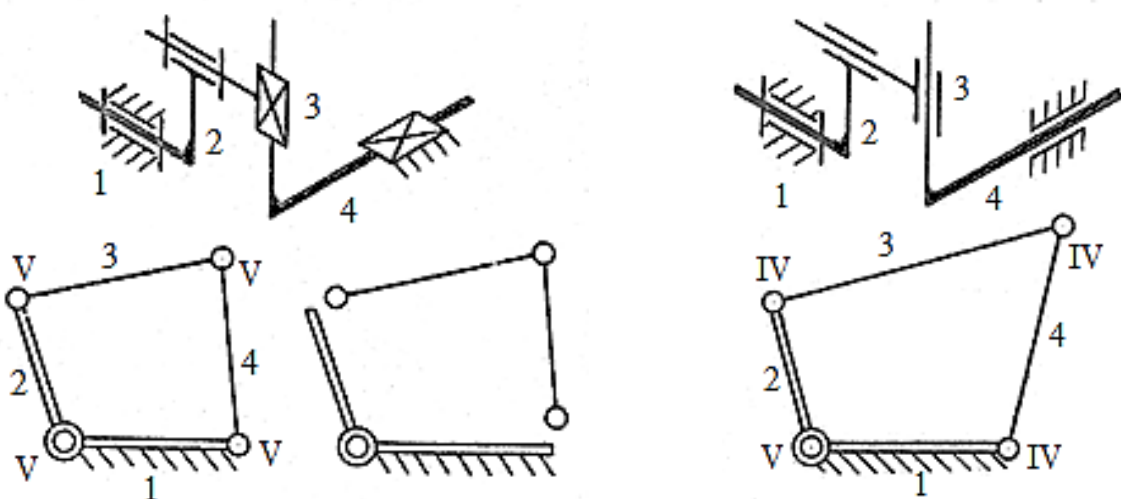
Якщо розглядати плоску схему цього шестиланкового ( $n = 6$ ), двоконтурного механізму ( $k = 2$ ), що містить 7 однорухомих пар ( $p_5 = 7$ ), то ми знайдемо  $W = 1, f = f_t = 7$  і  $\sigma = 3k - (f - f_t) + \sigma_t = 3 \cdot 2 - 0 + 0 = 6$ . Перевірка рухомості схеми:  $W = \sigma - 6k + f = 6 - 6 \cdot 2 + 7 = 1$ .

Для усунення НЗ у схемі однорухливі пари 3-4, 3-5 та 5-6 (15 зв'язків) замінюємо парами III класу (19 зв'язків), а однорухливі пари 2-3, 4-1 та 6-4 (15 зв'язків) замінюємо парами IV класу (12 зв'язків), при цьому з'являються 3 місцеві нешкідливі рухливості – обертання навколо власної осі ланки 5 і обертання повзунів 4 і 6 щодо направляючих. В результаті  $W = 4, k = 2, f = 1 \cdot 1 + 3 \cdot 2 + 3 \cdot 3 = 16, S = 1 \cdot 5 + 3 \cdot 4 + 3 \cdot 3 = 26, \sigma_t = 0$  та  $\sigma = 4 + 2 \cdot 6 - 16 = 0$ . Як бачимо, у виправленій схемі НЗ немає і самоустановка ланок забезпечується.

Аналіз за контурами:

контур	ланки	було			стало		
1	1-2-3-4	$W_1 = 1$	$f_1 = 4$	$\sigma_1 = 3$	$W_1 = 2$	$f_1 = 8$	$\sigma_1 = 0$
2	5-6-4-3	$W_2 = 0$	$f_2 = 3$	$\sigma_2 = 3$	$W_2 = 2$	$f_2 = 8$	$\sigma_2 = 0$
всього		$W = 1$	$f = 7$	$\sigma = 6$	$W = 4$	$f = 16$	$\sigma = 0$

4. Синусний механізм. Застосовується у приладах.



У звичайному виконанні це 4-ланковий одноконтурний механізм з однорухомими парами. За  $W = 1$ ,  $f = 4 \cdot 1 = 4$ ,  $S = 4 \cdot 5 = 20$ ,  $\sigma_t = 0$  і  $\sigma = 1 + 1 \cdot 6 - 4 = 3$ .

Щоб позбавити схему від трьох повторюваних зв'язків, достатньо з'єднати ланки 2-3, 3-4 та 4-1 парами IV класу. Тоді зберігається  $W = 1$ ,  $f = 1 \cdot 1 + 3 \cdot 2 = 7$ ,  $S = 1 \cdot 5 + 3 \cdot 4 = 17$ ,  $\sigma_t = 0$  та  $\sigma = 1 + 1 \cdot 6 - 7 = 0$ . Показана поліпшена схема.

5. Механізм еліпсографа. П'ятиланковий двоконтурний механізм  $n = 5$ ,  $k = 2$ ,  $f = f_t = 6$ . При обертанні кривошипа 2 точка в середині шатуна 3 описує коло, а будь-яка інша точка хитуна – еліпс.

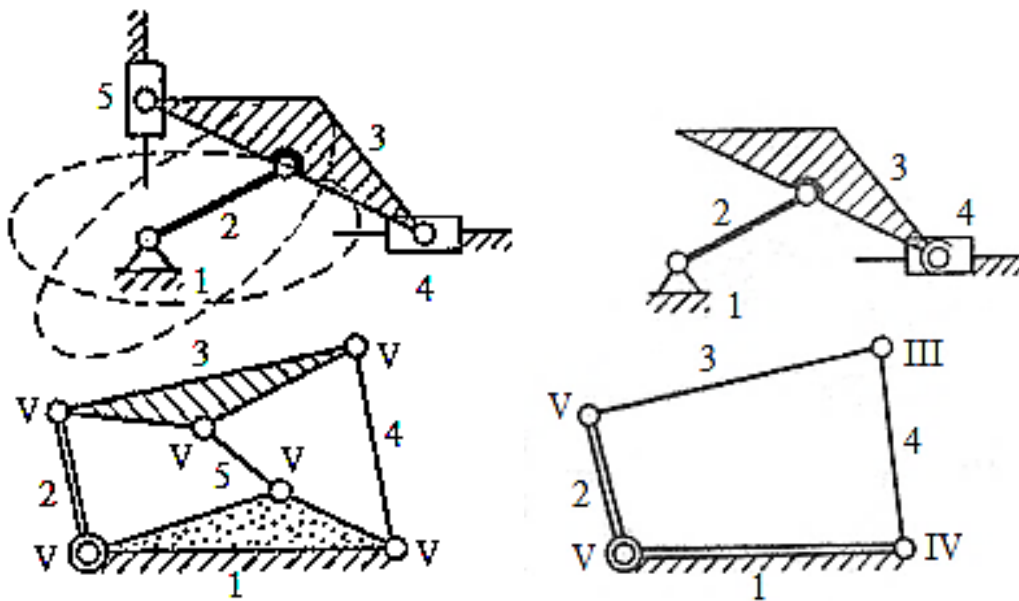


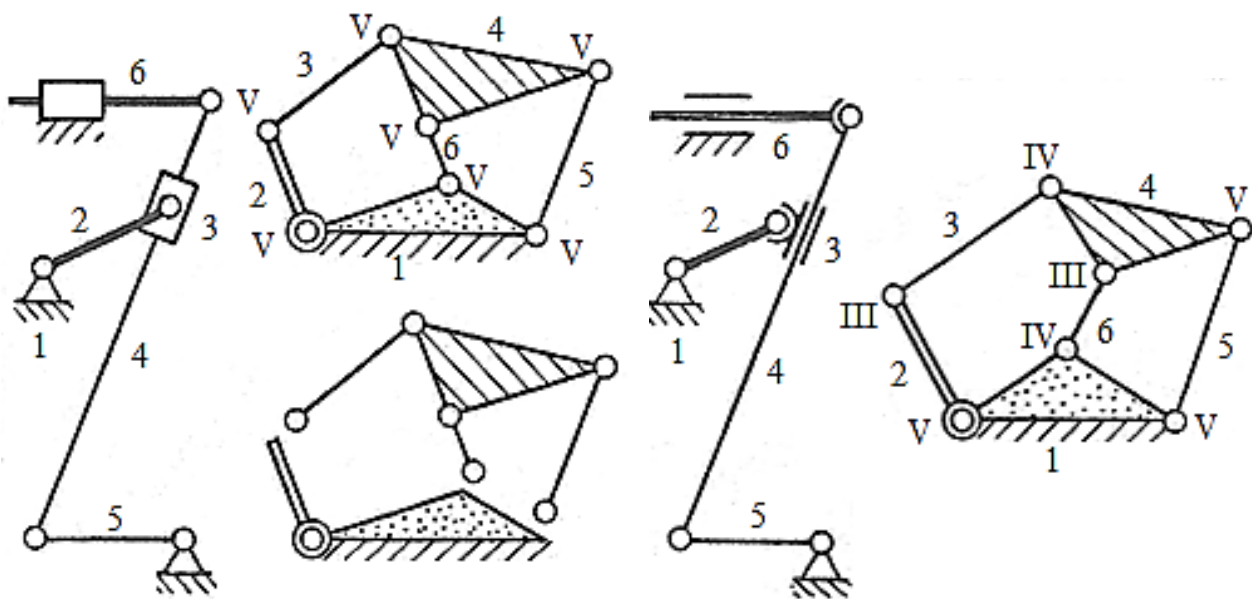
Схема містить одну кінематично пасивну ланку 5 (або 4) і, отже,  $\sigma_t = 1$ , а число зв'язків, що повторюються  $\sigma = 3k - (f - f_t) + \sigma_t = 3 \cdot 2 - (6 - 6) + 1 = 7$ ,  $W = \sigma - 6k + f = 7 - 6 \cdot 2 + 6 = 1$ . Видалення кінематично пасивної ланки зменшує число ступенів свободи, що усуваються парами, на 3, а число зв'язків, накладених парами, на 4. Зникає один тангенціальний зв'язок, який повторювався, т.я. і без нього рух механізму зберігається.



Показана схема еліпсографа без НЗ, що досягається усуненням повзуна 5, що не впливає на кінематику руху механізму, та заміною двох однорухливих пар у зчленуваннях шатуна з повзуном та повзуна з напрямною парами III та IV класу відповідно.

Механізм став одноконтурним ( $k = 1$ ), число рухливостей пар, яке легко побачити зі структурної схеми,  $f = 2 \cdot 1 + 1 \cdot 2 + 1 \cdot 3 = 7$ , загальне число зв'язків  $S = 2 \cdot 5 + 1 \cdot 4 + 1 \cdot 3 = 17$ ,  $\sigma_t = 0$  і при  $W = 1$ ,  $\sigma = 1 + 1 \cdot 6 - 7 = 0$ , повторюваних зв'язків у механізмі не буде.

6. Кулісний механізм. Застосування: поперечно-стругальні верстати, машини для холодної висадки, поліграфічні машини та ін.

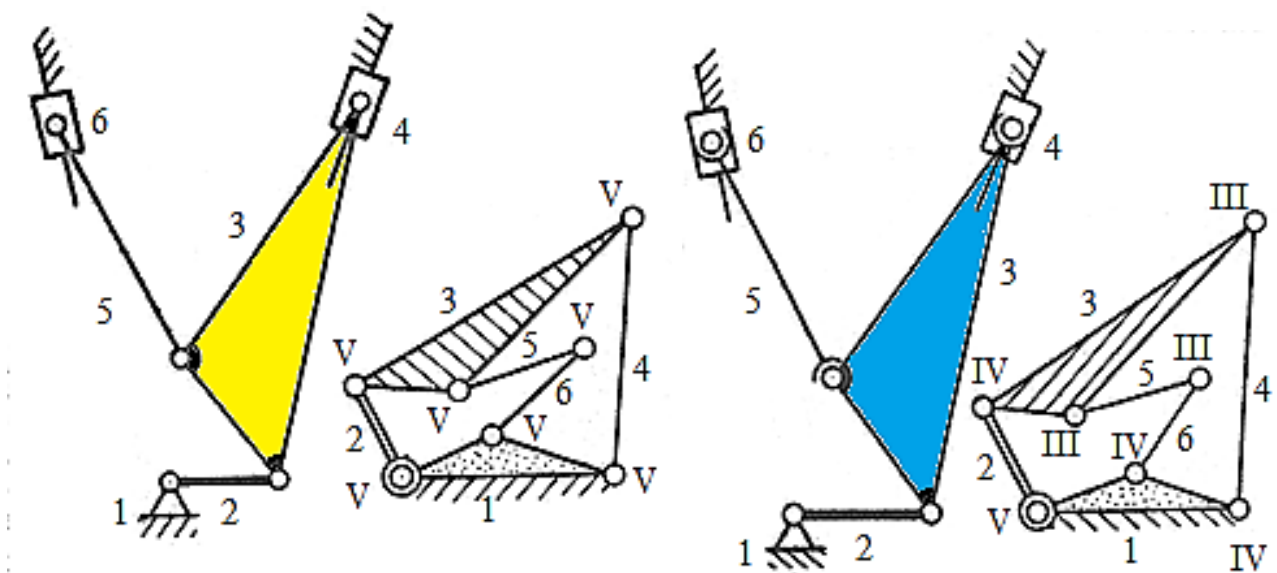


В шестиланковому, двохконтурному механізмі за пласкою схемою з сімома однорухомими парами при  $W = 1$ ,  $f - f_t = 7 - 7 = 0$ ,  $\sigma_t = 0$  маємо  $\sigma = 3 \cdot 2 - 0 + 0 = 6$ . Усунення такого великого числа НЗ досягається заміною повзуна 3, пов'язаного з кривошипом 2 і кулісою 4 ( $V + V = 10$  зв'язків), з'єднанням, що накладає III + IV = 7 зв'язків, а довб'як 6 з'єднується зі станиною парою IV класу. Оскільки  $W = \sigma - 6k + f =$

$= 1 - 6 \cdot 2 + 13 = 1$ ,  $k = 2$ ,  $S = 3 \cdot 5 + 2 \cdot 4 + 2 \cdot 3 = 29$ ,  $\sigma_t = 0$ ,  
 $f = 3 \cdot 1 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 3 = 13$ , то  $\sigma = 1 + 6 \cdot 2 - 13 = 0$ .

Є і інші варіанти структурних схем цього механізму, які не містять НЗ.

7. *V-подібний двигун внутрішнього згорання*. Застосування: авіа, -авто, -тракторобудування. У звичайному виконанні механізм 6-ланковий, 2-контурний, що містить 7 однорухомих пар, і при  $W = \sigma - 6k + f = 6 - 6 \cdot 2 + 7 = 1$ ,  $f = f_t = 7$ ,  $\sigma_t = 0$ , має  $\sigma = 3 \cdot 2 - 0 + 0 = 6$ . Для усунення такого великого числа НЗ передбачається заміна трьох однорухомих пар 5-6, 5-3, 3-4 парами III класу і ще трьох однорухливих пар 6-1, 4-1, 2-3 циліндричними парами IV класу, при цьому з'являються 3 місцеві рухливості: обертання ланки 5 навколо своєї осі та обертання поршнів 6 і 4 щодо напрямних.



В результаті отримаємо:  $W = 4$ ,  $k = 2$ ,  $f = 16$ ,  $\sigma = 4 + 6 \cdot 2 - 16 = 0$ .

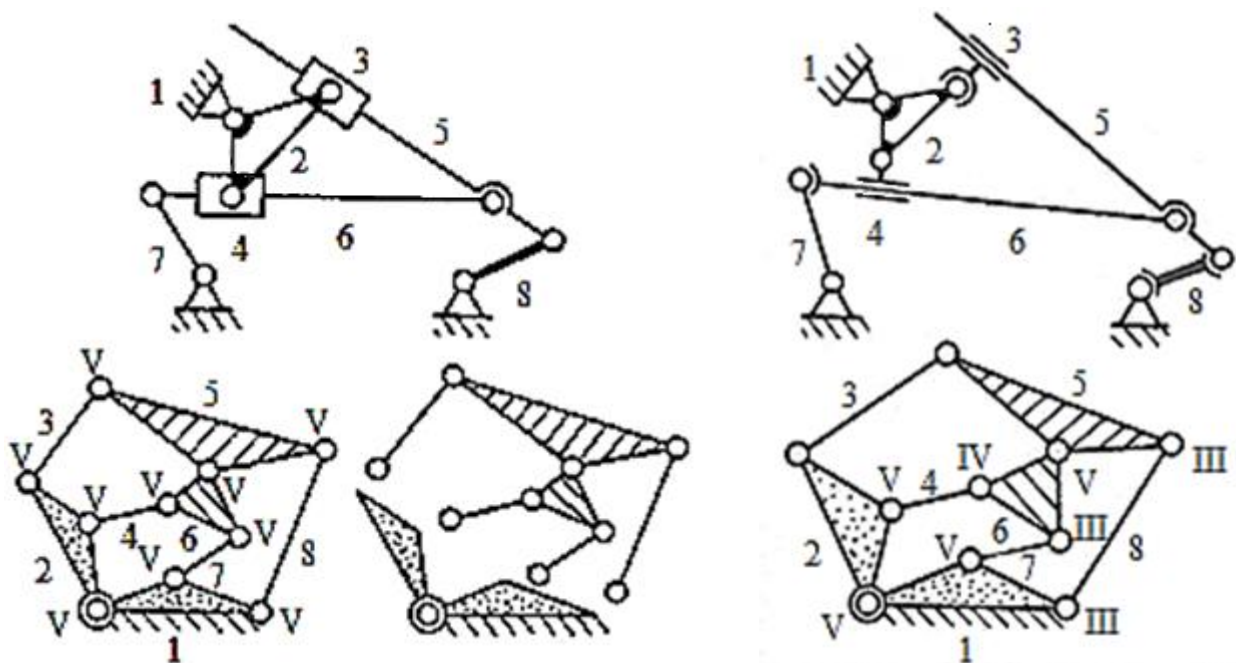
Схема не містить НЗ, її переваги очевидні.

Схема не застосовується для двотактних машин.

Аналіз за контурами:

контур	ланки	було			стало		
1	1-2-3-4	$W_1 = 1$	$f_1 = 4$	$\sigma_1 = 3$	$W_1 = 2$	$f_1 = 8$	$\sigma_1 = 0$
2	5-6-2-3	$W_2 = 0$	$f_2 = 3$	$\sigma_2 = 3$	$W_2 = 2$	$f_2 = 8$	$\sigma_2 = 0$
всього		$W = 1$	$f = 7$	$\sigma = 6$	$W = 4$	$f = 16$	$\sigma = 0$

8. Багатоланковий стрижневий механізм. Застосування – легка промисловість. Восьмиланковий триконтурний механізм. У звичайному виконанні  $f - f_t = 10 - 10 = 0$ ,  $\sigma_t = 0$  і  $\sigma = 3 \cdot 3 - 0 + 0 = 9$ ,  $W = \sigma - 6k + f = 9 - 6 \cdot 3 + 10 = 1$  (перша схема), тобто маємо 9 зв'язків, що повторюються. Далі показана схема механізму, яка не містить НЗ,



що досягається заміною повзунів 3 і 4 сполуками, що накладають по III + IV = 7 зв'язків (замість V + V = 10 зв'язків), а однорухливі пари 6-7, 5-8 та 8-1 замінені трирухливими (9 зв'язків замість 15), при цьому з'являється одна місцева рухливість – обертання ланки 8 навколо осі.

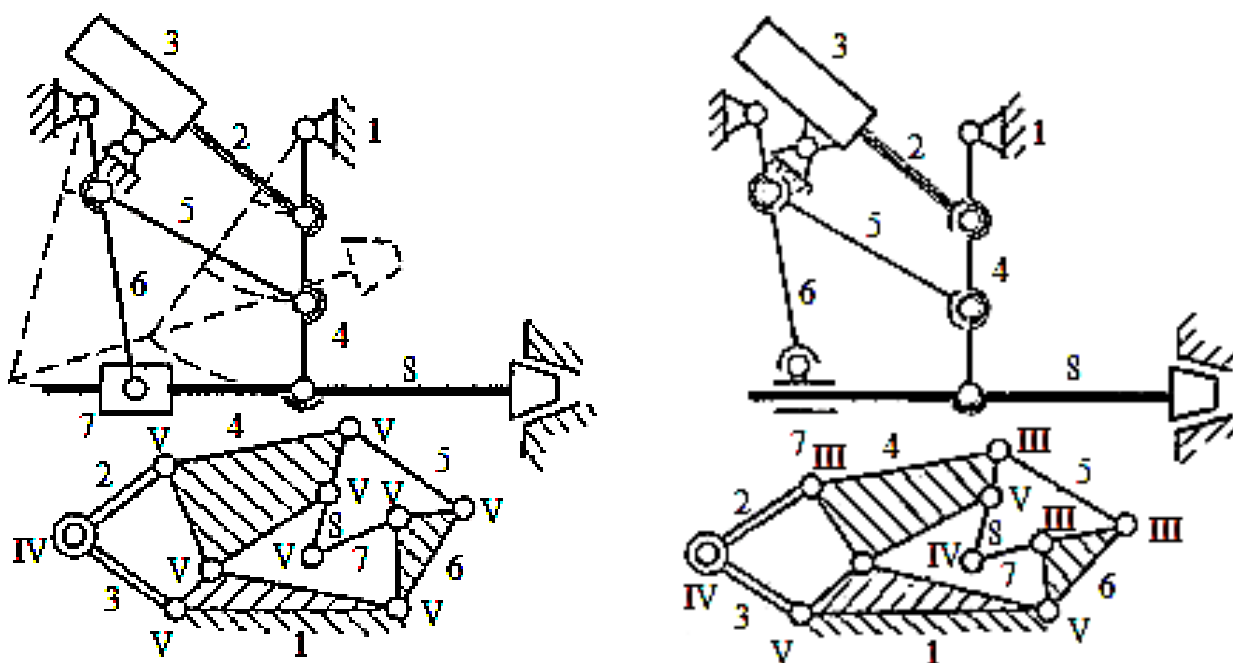
Аналіз за контурами:  $\sigma_i = W_i + k - f_i$

контур	ланки	було			стало		
1	1-2-3-4-6-7	$W_1 = 1$	$f_1 = 5$	$\sigma_1 = 2$	$W_1 = 4$	$f_1 = 8$	$\sigma_1 = -1$
2	5-6-4-3	$W_2 = 0$	$f_2 = 3$	$\sigma_2 = 3$	$W_2 = 0$	$f_2 = 6$	$\sigma_2 = 0$
3	5-8-1-7-6	$W_3 = 0$	$f_3 = 2$	$\sigma_3 = 4$	$W_3 = 1$	$f_3 = 6$	$\sigma_3 = 1$
ВСЬОГО		$W = 1$	$f = 10$	$\sigma = 9$	$W = 2$	$f = 20$	$\sigma = 0$

В результаті:  $W = 2$ ,  $k = 3$ ,  $S = 4 \cdot 5 + 2 \cdot 4 + 4 \cdot 3 = 40$ ,  $\sigma_t = 0$ ,  
 $f = 4 \cdot 1 + 2 \cdot 2 + 4 \cdot 3 = 20$  і  $\sigma = 2 + 6 \cdot 3 - 20 = 0$ .

Як бачимо, у першому контурі залишилася одна зайва рухливість, у 3-му – один НЗ, а механізм в балансі має  $\sigma = 0$ , хоча його структурні переваги очевидні.

9. Механізм шлакового стопора. Застосовується для закривання шлакової льотки доменної печі.



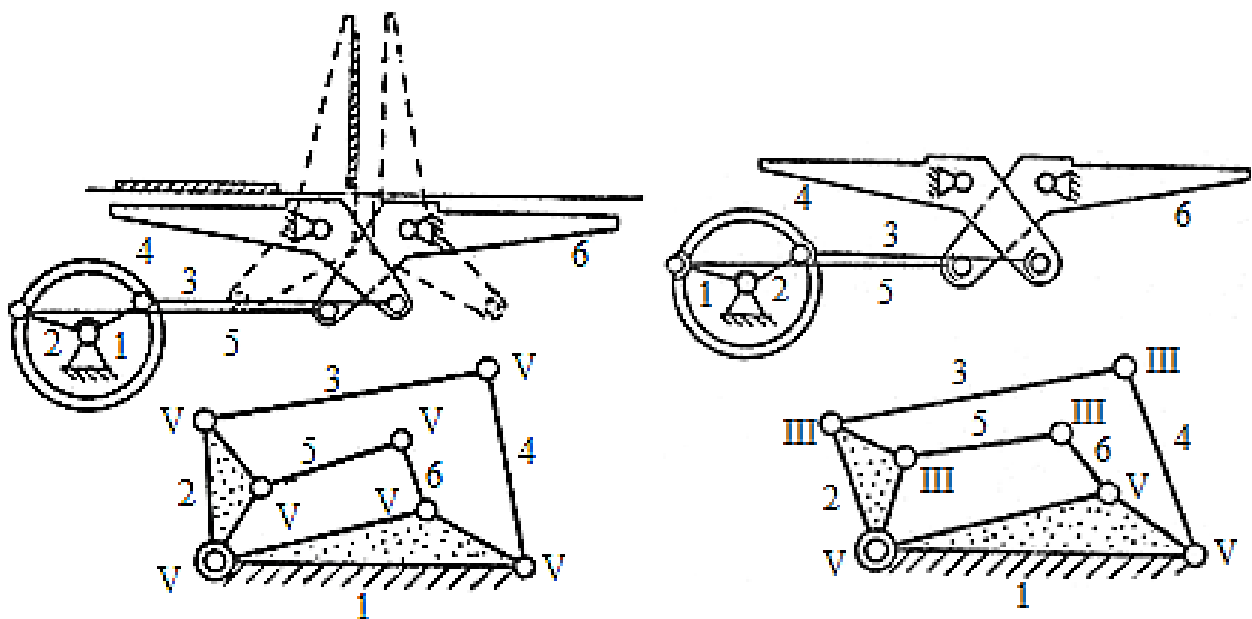
Механізм стрижневий, 8-ланковий триконтурний, має десять кінематичних пар і у звичайному виконанні складається з  $f = f_t = 9 \cdot 1 + 1 \cdot 4 = 11$ ,  $S = 9 \cdot 5 + 1 \cdot 4 = 49$ ,  $\sigma_t = 0$  і  $\sigma = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 3 - 11 = 8$ ,

$W = 1$ .

Показана поліпшена схема в якій за рахунок заміни чотирьох однорухливих пар 2-4, 4-5, 5-6 і 6-7 трирухомими і пари 7-8 парою IV класу отримуємо дві додаткові місцеві рухливості (обертання штока 2 і шатуна 4 навколо власних осей) і в результаті знайдемо  $W = 1 + 2 = 3$ ,  $S = 4 \cdot 5 + 2 \cdot 4 + 4 \cdot 3 = 40$ ,  $\sigma_t = 0$ ,  $f = 4 \cdot 1 + 2 \cdot 2 + 4 \cdot 3 = 20$  і  $\sigma = 3 + 6 \cdot 3 - 20 = 1$ .

10. Механізм кантувача товстих сталевих листів під час їх огляду. Застосування – допоміжне обладнання прокатних станів. Спарений кривошип 1 за допомогою шатунів 3 і 5 повертає коромисла 4 і 6.

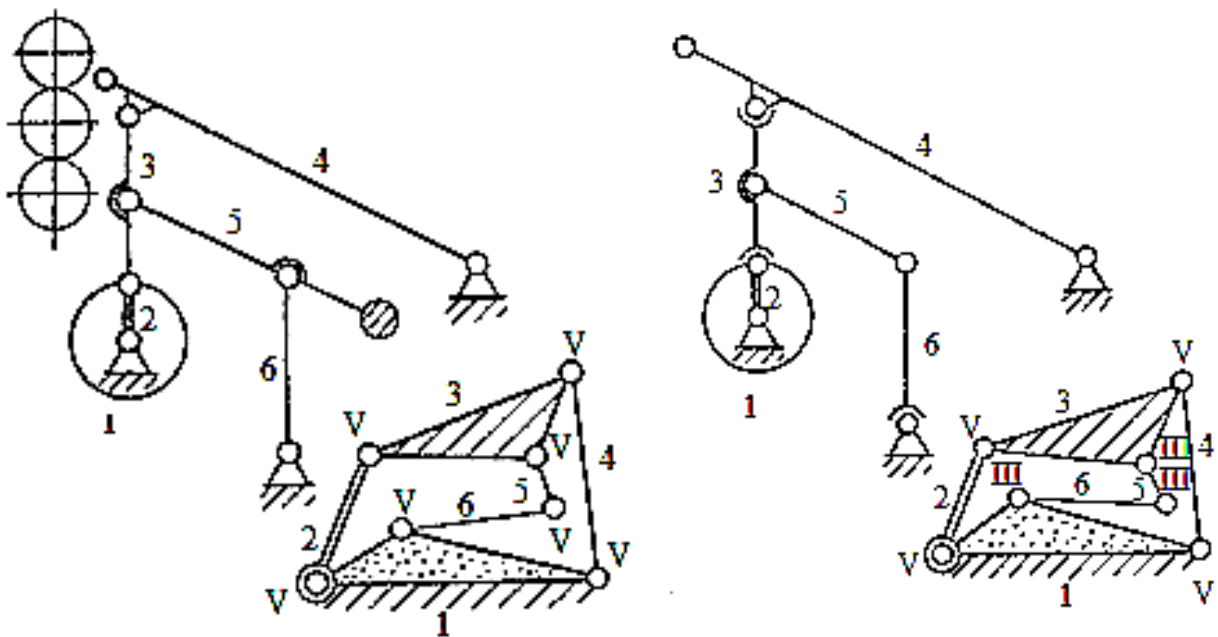
Спочатку лист зліва піднімається коромислом 4, потім захоплюється коромислами 4 і 6, кантується та перекладається вправо коромислом 6. Виконаний за традиційною схемою 6-ланковий механізм має  $k = 2$ ,  $f = f_t = 7$ ,  $\sigma_t = 0$ ,  $\sigma = 3 \cdot 2 - 0 + 0 = 6$  (за плоскою схемою),  $W = \sigma - 6k + f = 6 - 6 \cdot 2 + 7 = 1$ .



Якщо шатуни приєднати парами III класу, то з урахуванням двох додаткових місцевих рухливостей отримаємо (див. структурну схему)

$$W = 3, S = 3 \cdot 5 + 3 \cdot 4 = 27, \sigma_t = 0, f = 3 \cdot 1 + 3 \cdot 4 = 15, \sigma = W + 6k - f = 3 + 6 \cdot 2 - 15 = 0.$$

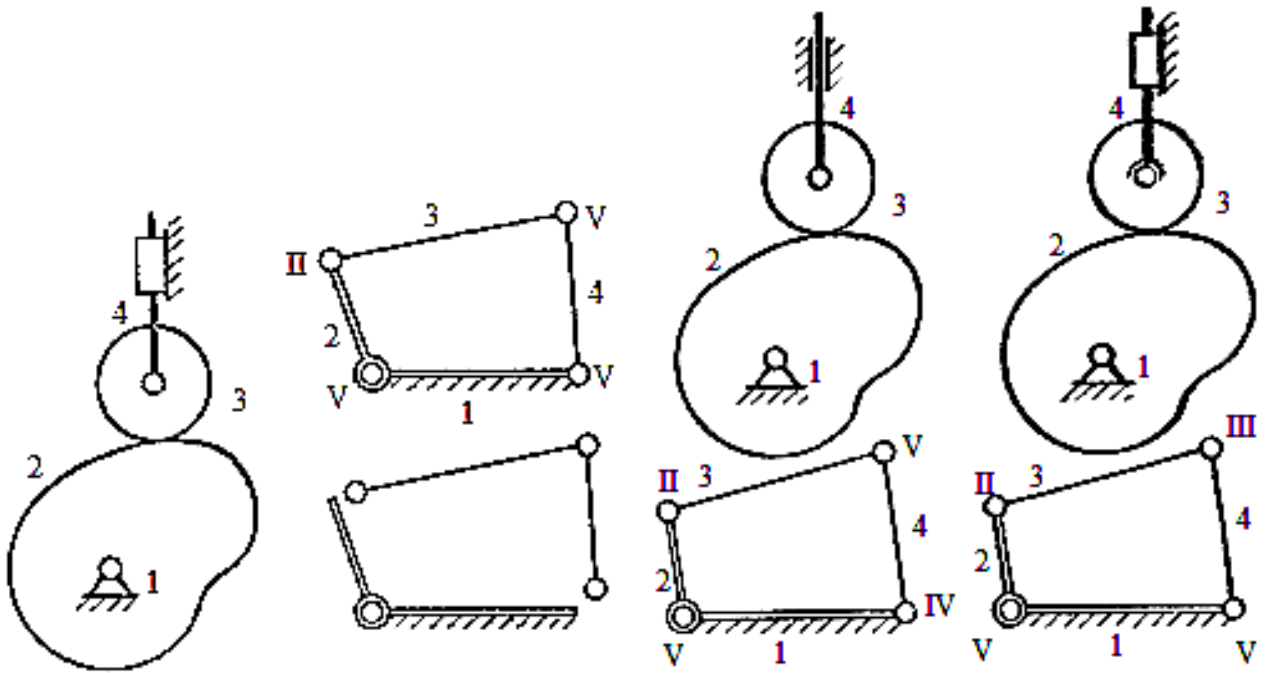
11. *Механізм підійомно-хитного столу.* Застосовується в робочих клітках крупносортичних прокатних станів. У звичайному виконанні – 6-ланковий, двоконтурний механізм. За плоскою схемою  $f = f_t = 7, \sigma_t = 0, \sigma = 3 \cdot 2 - 0 + 0 = 6, W = \sigma - 6k + f = 6 - 6 \cdot 2 + 7 = 1$ . Схему можна поліпшити.



Якщо три однорухливі пари 2-3, 3-4 і 6-1 замінити трирухомими, то з урахуванням однієї додаткової місцевої рухливості обертання ланки 3 коло своєї осі – отримаємо  $W = 2, S = 4 \cdot 5 + 3 \cdot 3 = 29, \sigma_t = 0, f = 4 \cdot 1 + 3 \cdot 3 = 13, \sigma = W + 6k - f = 2 + 6 \cdot 2 - 13 = 1$ .

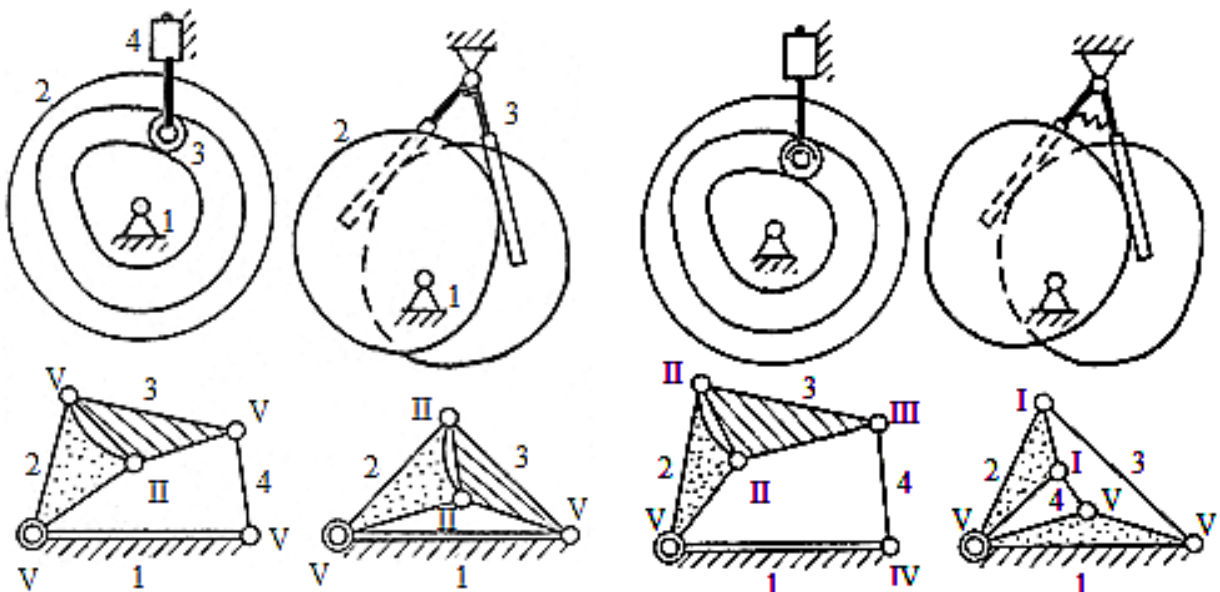
12. *Кулачкові механізми з роликовим штовхачем.* Застосування – металорізальні верстати, поліграфічні машини, машини для холодної висадки, прилади та ін. Як очевидно зі структурної схеми, при  $n = 4, p = 4, k = 1, W = 2, S = 3 \cdot 5 + 1 \cdot 2 = 17, \sigma_t = 0, f = 3 \cdot 1 + 1 \cdot 4 = 7$  маємо  $\sigma = W + 6k - f = 2 + 6 \cdot 1 - 7 = 1$ .





Праворуч показані 2 схеми кулачкових механізмів, позбавлених НЗ. Кулачки з роликком в обох схемах утворюють пару II класу, а штовхачі з напрямною – пари IV класу в першій схемі і пару V класу в другій. Штовхач з роликком утворюють пару V класу у першій схемі ( $W = 2, f = 8, S = 16, \sigma_t = 0, \sigma = W + 6k - f = 2 + 6 \cdot 1 - 8 = 0$ ) і пару III класу у другій ( $W = 3, f = 9, S = 15, \sigma_t = 0, \sigma = 3 + 6 \cdot 1 - 9 = 0$ ). Для обох схем  $\sigma = 0$ .

13. Кулачкові механізми з геометричним замиканням.



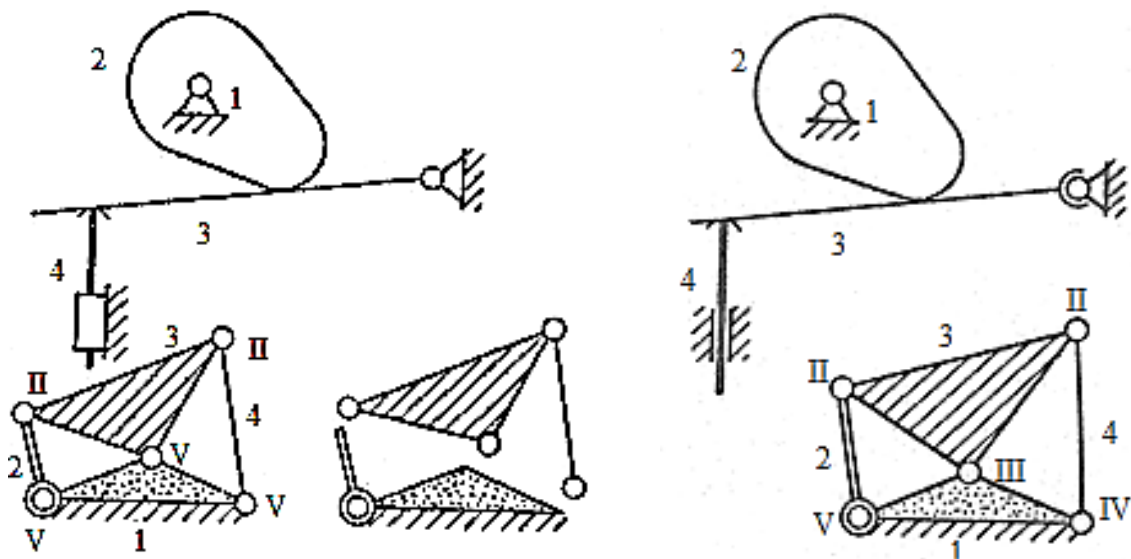
Застосування – металорізальні верстати, поліграфічні машин, прилади.

Розглянуто 2 схеми кулачкових механізмів: пазовий з роликівим штовхачем та здвоєний зі спареним коромислом. Як видно з структурних схем, у першому випадку маємо  $n = 4, p = 5, W = 2, k = 2, f = 11, \sigma = W + 6k - f = 2 + 6 \cdot 2 - 11 = 3$ , у другому  $n = 3, p = 4, W = 1, k = 2, f = 10, \sigma = 1 + 6 \cdot 2 - 10 = 3$ .

Поліпшити першу схему можна з'єднавши штовхач із роликів парю III класу, а з напрямною – парю IV класу, при цьому маємо:  $n = 4, p = 5, W = 3, k = 2, f = 14, \sigma = 3 + 6 \cdot 2 - 14 = 1$ . За рахунок обробки паза фрезою, що має діаметр ролика, обидва профіля паза будуть еквідистантними, тому знайдений надлишковий зв'язок не повинен принести шкоди.

Щоб покращити другу схему, з'єднані попередньо затягнутою пружиною тарілчасті коромисла 3 і 4 треба зв'язати зі здвоєним кулачком точковими парами I класу. Такі рекомендації є у літературі. Отримаємо:  $n = 3, p = 4, W = 1, k = 2, f = 13, \sigma = 1 + 6 \cdot 2 - 13 = 0$ .

14. Кулачковий механізм із плоским коромислом.





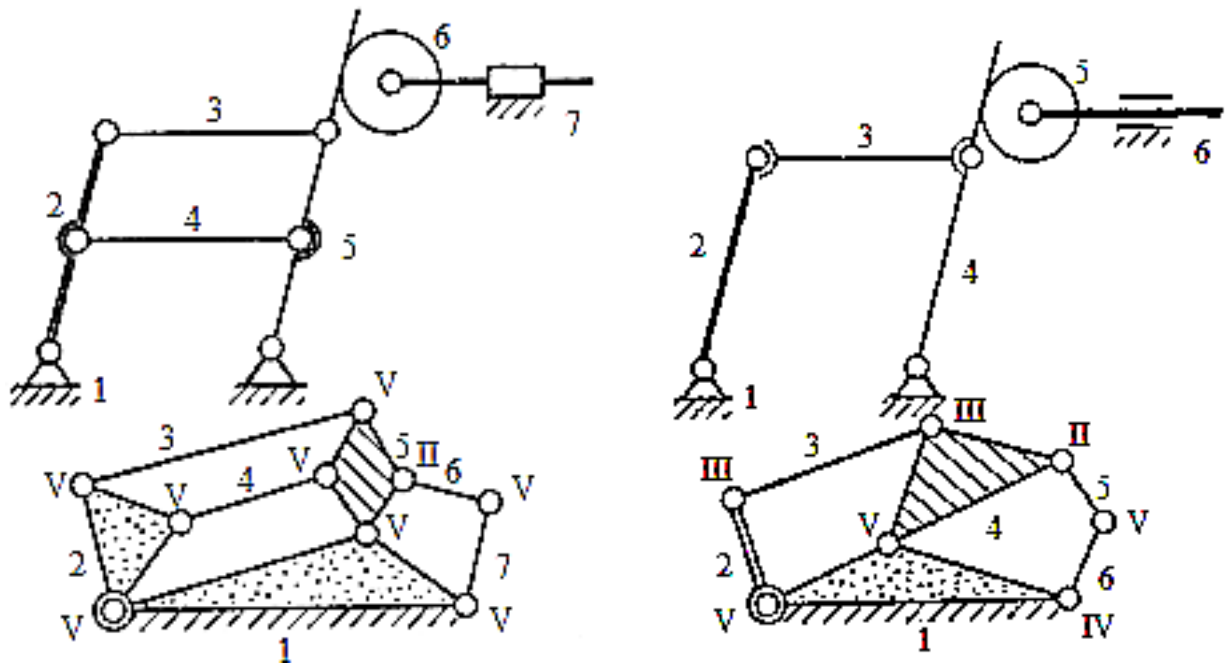
Застосування у металорізальних верстатах, машинах для холодної висадки, механізмах газорозподілу автомобілів і тракторів, поліграфічних машинах легкої промисловості, приладах. У звичайному виконанні схема є чотириланковий двоконтурний механізм, в якому кулачок 2, коромисло 3 і штовхач 4 з'єднані зі стійкою однорухомими парами (V класу). Маємо:  $n = 4$ ,  $p = 5$ ,  $k = 2$ ,  $W = 1$ ,  $S = 3 \cdot 5 + 2 \cdot 2 = 19$ ,  $\sigma_t = 0$ ,  $f = 3 \cdot 1 + 2 \cdot 4 = 11$  та  $\sigma = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 2 - 11 = 2$ .

Як показано далі, схему можна покращити, якщо коромисло та штовхач з'єднати зі стійкою парами I та IV класів відповідно, а пари 2-3 та 3-4 виконати сполуками I класу. Одна кутова рухливість коромисла 3 усувається чотирирухомою парою 3-4, яка конструктивно реалізується у вигляді кулі на кінці штовхача, що переміщається в циліндричному лотку, відфрезерованому на краю коромисла (на схемі показано умовно). Додається місцева рухливість ланки 4 і тому отримаємо:  $W = 2$ ,  $S = 1 \cdot 5 + 1 \cdot 4 + 1 \cdot 3 + 2 \cdot 2 = 16$ ,  $\sigma_t = 0$ ,  $f = 1 \cdot 1 + 1 \cdot 2 + 1 \cdot 3 + 2 \cdot 4 = 14$  та  $\sigma = W + 6k - f = 2 + 6 \cdot 2 - 14 = 0$ , тобто самовстановлення ланок буде забезпечено.

15. *Семиланковий стрижневий механізм* із приводом роликового штовхача від шарнірного паралелограма.

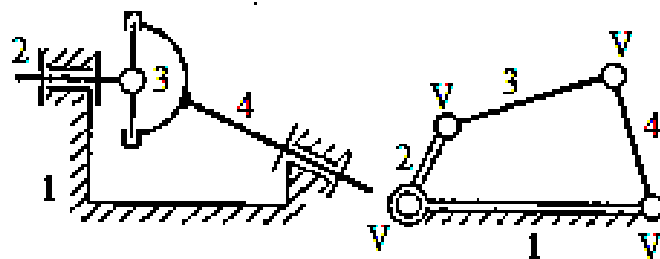
Механізм триконтурний ( $k = 3$ ) з кінематично пасивною ланкою 3 або 4 ( $\sigma_t = 1$ ) і т.я.  $f = f_t = 12 - 10$ , а ролик, що вільно провертається, дає зайвий ступінь свободи ( $W = 2$ ), то загальне число НЗ складе  $\sigma = 3k - (f - f_t) + \sigma_t = 3 \cdot 3 - (12 - 10) + 1 = 8$ ,  $W = \sigma - 6k + f = 8 - 6 \cdot 3 + 12 = 2$ .

Далі показана схема механізму без НЗ. Не порушуючи характеру руху, ланку 4 можна вилучити зі схеми, механізм стане двоконтурним ( $k = 2$ ,  $\sigma_t = 0$ ), хитун 3 можна з'єднати з ланками 2-4 парами III класу, а



шток 6 зі станиною 1 парю IV класу. Додається обертання шатуна 3 навколо своєї осі. Отримаємо  $W = 3$ ,  $f = 3 \cdot 1 + 1 \cdot 2 + 2 \cdot 3 + 1 \cdot 4 = 15$ ,  $S = 3 \cdot 5 + 1 \cdot 4 + 2 \cdot 3 + 1 \cdot 2 = 27$  а  $\sigma = W + 6k - f = 3 + 6 \cdot 2 - 15 = 0$ , причому 2 зайві ступені свободи нешкідливі.

16. *Одинарний карданний шарнір*. Застосування – для передачі руху між валами, що перетинаються, де допустимо змінне передатне відношення, в деяких прокатних станах при малих кутах між осями валів.

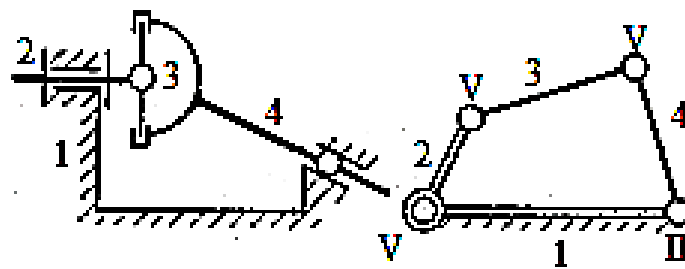


Найпростіша схема представляє чотириланковий одноконтурний механізм ( $k = 1$ ), в якому вхідний і вихідний вали 2 і 4 несуть вилки, з'єднані однорухомими парами за допомогою хрестовини 3. Так як збіг взаємно перпендикулярних осей шарнірів у вилках і хрестовині

забезпечується обробкою отворів за один установ, то в зчленуваннях хрестовини з вилками слід рахувати не 4, а 2 однорухливі пари. Маємо:  $W = 1, f = 4 \cdot 5 = 20, S = 4 \cdot 1 = 4$ , тому число НЗ складе  $\sigma = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 1 - 4 = 3$ . Потрібне точне дотримання трьох розмірів: відстаней кожної опори валів до центру хрестовини та забезпечення перетину осей валів у центрі хреста. Таким чином, механізм не відрізняється високою працездатністю та дорогий у виготовленні.

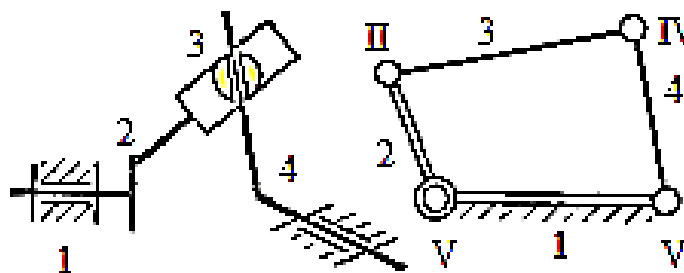
Далі показані 3 схеми одинарних карданів, позбавлених НЗ:

– схема аналогічна початковій, але опорою вихідного валу служить з'єднання I класу (сферичний підшипник із зовнішнім кільцем на рухомий посадці).



Маємо:  $W = 1, S = 3 \cdot 5 + 1 \cdot 2 = 17, f = 3 \cdot 1 + 1 \cdot 4 = 7$  і тому  $\sigma = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 1 - 7 = 0$ .

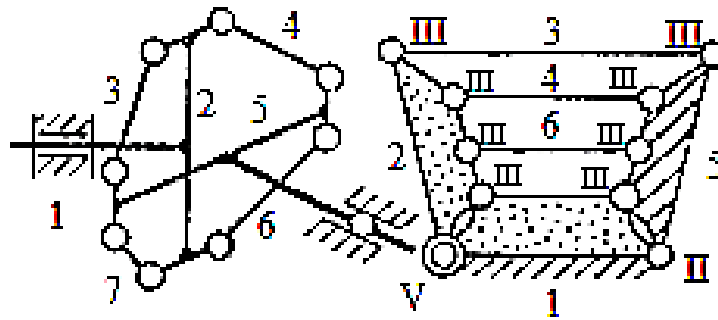
– кардан Лисова. Тут зв'язок між валами досягається спеціальним з'єднанням кульки 3, що ковзає в жорстко пов'язаний з вхідним валом циліндричному жолобі 2, похило розташованому до осі валу.



Прослизання кульки по жолобу вносить зайву місцеву рухливість. Маємо:  $W = 1 + 1, k = 1, f = 2 \cdot 1 + 1 \cdot 2 + 1 \cdot 4 = 8, S = 2 \cdot 5 + 1 \cdot 4 + 1 \cdot 2 = 16$ ,

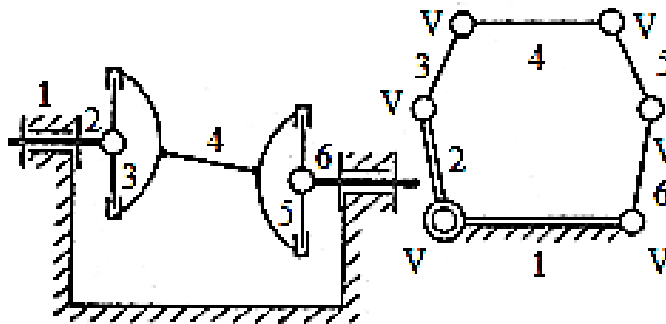
$$\sigma = W + 6k - f = 2 + 6 \cdot 1 - 8 = 0.$$

– семиланковий чотирьохповідковий карданний шарнір. Вхідний вал 1 і вихідний вал 2, що несуть T - образні вилки, з'єднані за допомогою 8 сферичних шарнірів чотирма сполучними стрижнями 3, 4, 6, 7. Вилки і приєднані до них стрижні повинні бути розташовані в



різних площинах. З урахуванням 4 місцевих рухливостей маємо:  $W = 5$ ,  $n = 7$ ,  $p = 10$ ,  $k = 4$ ,  $f = 1 \cdot 1 + 8 \cdot 3 + 1 \cdot 4 = 29$ ,  $S = 1 \cdot 5 + 8 \cdot 3 + 1 \cdot 2 = 31$  (див. структурну схему) та, нарешті,  $\sigma = W + 6k - f = 5 + 6 \cdot 4 - 29 = 0$ .

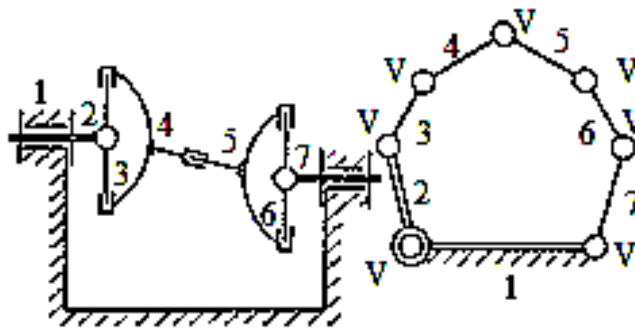
17. *Подвійний карданний шарнір.* Застосування – металорізальні верстати, металургійне обладнання, автомобілі, сільгоспмашини.



Найпростіша схема містить оснащені вилками вхідний вал 2, вихідний вал 6, проміжний вал 4. Вилки валів з'єднані хрестовинами 3 і 5 за допомогою 4 однорухомих пар. Установка підшипників на проміжному валу є неприпустимою, т.я. суттєво збільшує число НЗ. Постійність передавального відношення забезпечується, якщо осі валів

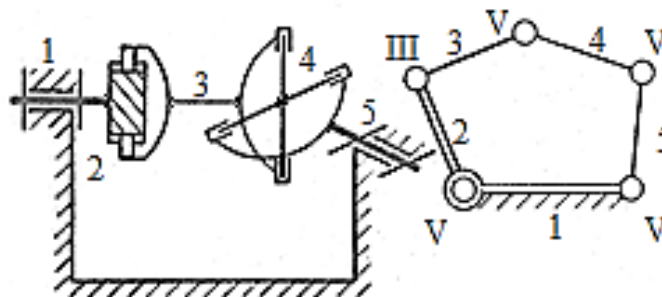
2 і 4 становлять однакові кути з проміжним валом, а його вилки лежать в одній площині. Оскільки  $W = 1$ ,  $k = 1$ ,  $f = 6 \cdot 1 = 6$ ,  $S = 6 \cdot 5 = 30$ , тому число НЗ складе  $\sigma = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 1 - 6 = 1$ . Схема недосконала.

Далі показані 2 схеми подвійного кардану, що не містять НЗ. У першій схемі в проміжний вал вбудовано вільне шліцеве з'єднання (однорухлива поступальна пара), механізм стає семиланковим  $n = 7$ ,  $p = 7$ ,  $k = 1$ ,  $f = 7 \cdot 1 = 7$ ,  $S = 7 \cdot 5 = 35$  отримаємо  $\sigma = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 1 - 7 = 0$ .



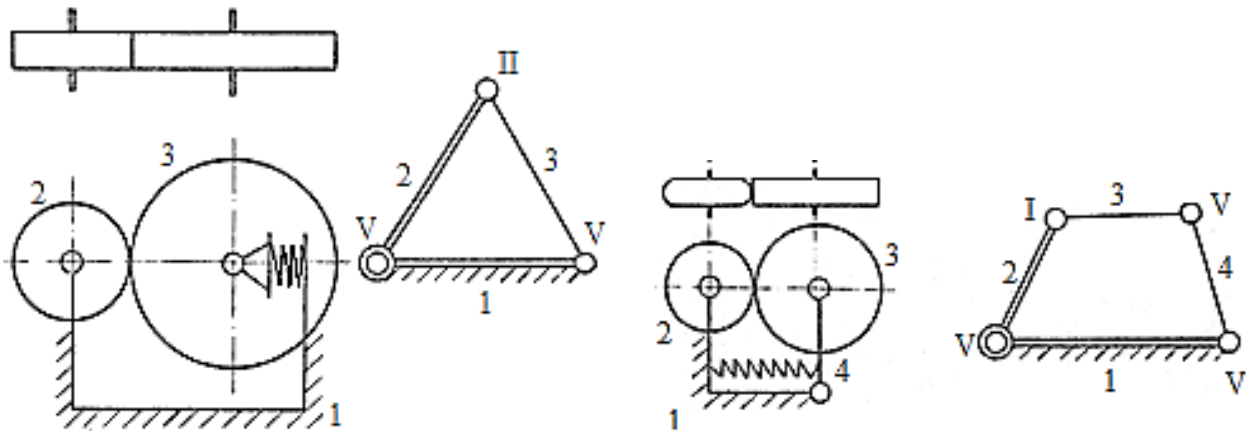
Необхідна перевірка на самоустановку, т.я. можливе заклинювання у шліцевому з'єднанні.

В другій схемі лівий кардан – зубчастий (трирухлива шліцева пара,



що допускає осьову рухливість), правий кардан зі звичайною хрестовиною. Механізм п'ятиланковий,  $n = 5$ ,  $p = 5$ ,  $k = 1$ ,  $f = 4 \cdot 1 + 1 \cdot 3 = 7$ ,  $S = 4 \cdot 5 + 1 \cdot 3 = 23$  і при  $W = 1$  отримаємо  $\sigma = 1 + 6 \cdot 1 - 7 = 0$ .

18. *Найпростіша фрикційна передача з циліндричними котками.*  
Застосування у приладах та у передачах обмеженої потужності.



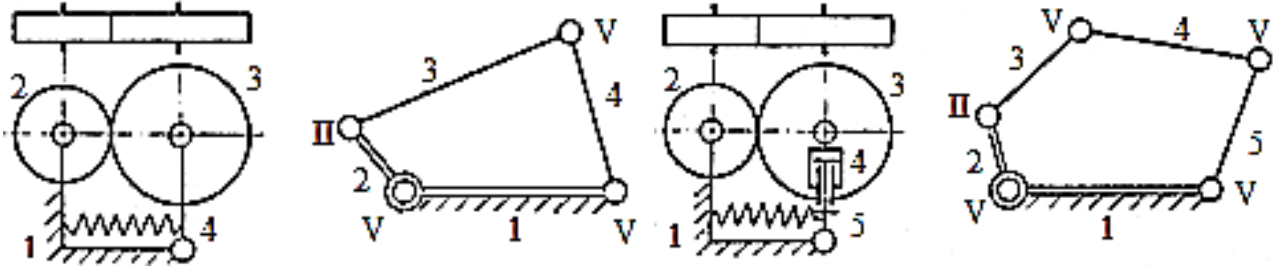
Передача руху притиснутих один до одного котків здійснюється за рахунок сил тертя. Пружина, що притискає котки, є додатковим елементом механізму.

В ідеалізованому механізмі, вважаючи вищу пару 2-3 парою чистого кочення, тобто однорухомою маємо  $n = 3, p = 3, k = 1, W = 3(n - 1) - 2p = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$ . Однак при розташуванні на одній прямій трьох центрів обертання (двох постійних та одного миттєвого), механізм набуває зайвого ступеня свободи, тому  $W = 1$ , що й слід було очікувати. При контакті котків по лінії і при наявності прослизання вища пара 2-3 накладає 2 геометричні зв'язки, що обмежують обертання котків навколо вертикальної осі і зміщення вздовж лінії центрів, тому маємо:  $W = 2, f = 2 \cdot 1 + 1 \cdot 4 = 6, S = 2 \cdot 5 + 1 \cdot 2 = 12$  і отримаємо  $\sigma = W + 6k - f = 2 + 6 \cdot 1 - 6 = 2$ . Таким чином, в цій передачі є 2 повторювані зв'язки.

Як показано на схемі, самоустановка ланок механізму забезпечується, якщо допустити обертання котка 3 щодо вертикальної поздовжньої осі ланки 4 та навколо горизонтальної осі, що проходить через вісь пари 1-4. Це досягається:

– в схемі праворуч за рахунок розвантажувального з'єднання 1-4 та діжкоподібної форми робочих поверхонь котків  $n = 4, p = 4, W = 2, f = 8, S = 16, \sigma = 2 + 6 \cdot 1 - 8 = 0$ ,

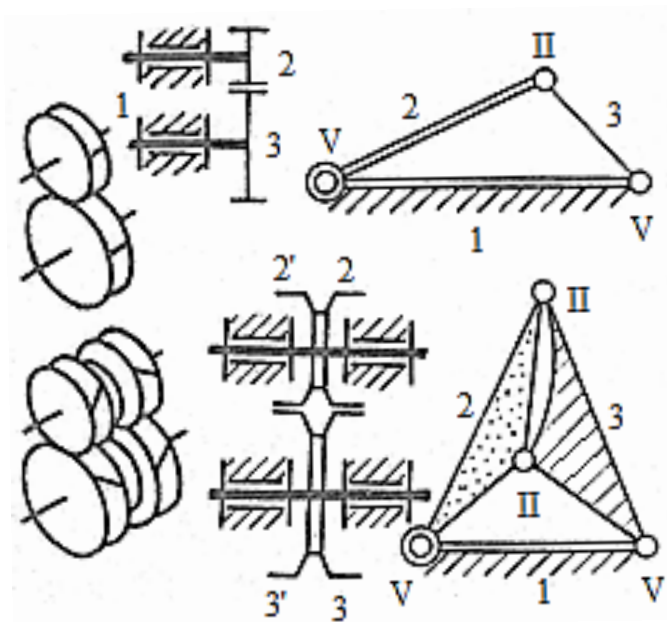
– за рахунок розвантажувального з'єднання 1-4:  $f = 7$ ,  $S = 17$ ,  
 $\sigma = 2 + 6 \cdot 1 - 7 = 1$ , а при використанні можливого зазору в цьому ж  
 з'єднанні  $\sigma = 0$  (ліва схема),



– за рахунок введення ще однієї ланки 5 і ще одного  
 розвантажувального шарніру 4-5:  $n = 5$ ,  $p = 5$ ,  $W = 2$ ,  $f = 8$ ,  $S = 22$ ,  
 $\sigma = 2 + 6 \cdot 1 - 8 = 0$  (права схема).

Зазначені 3 схеми, що відповідають наявності прослизання  
 ( $W = 2$ ), забезпечують відсутність НЗ.

19. *Одноступенева зубчаста передача.* Застосування – у всіх галузях  
 машинобудування.



Розглянуто 2 схеми, що містять колеса з прямим та шевронним  
 зубом. У передачі з прямозубими колесами (одноконтурна схема,  $W = 1$ ,

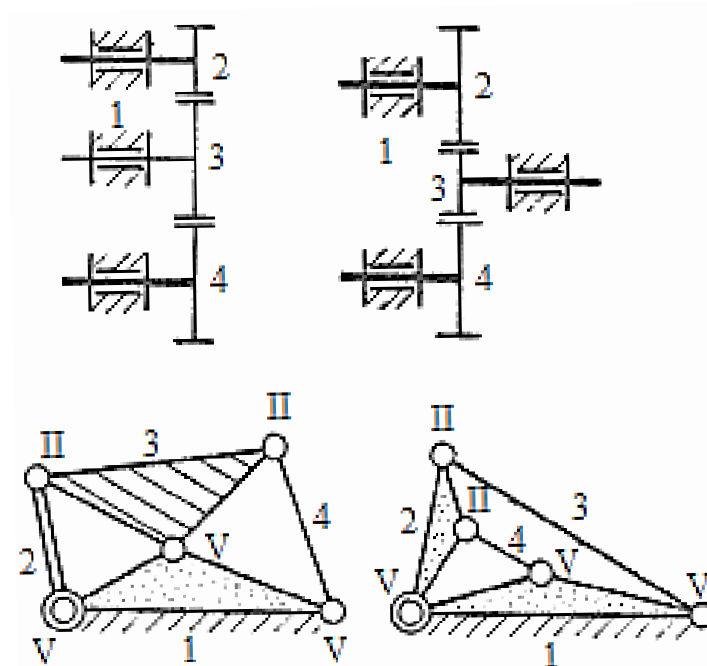




наслідок, нерівномірний розподіл навантаження по довжині зуба. Потрібна підвищена точність і збільшення допусків на кут спіралі шевронного зуба.

Наведені покращені схеми та розрахункові дані  $W, f$  і  $\sigma$ .

20. *Зубчасті передачі з одним проміжним колесом.* Застосування – однорядні планетарні передачі, тягові передачі електровозів, металорізальні верстати.

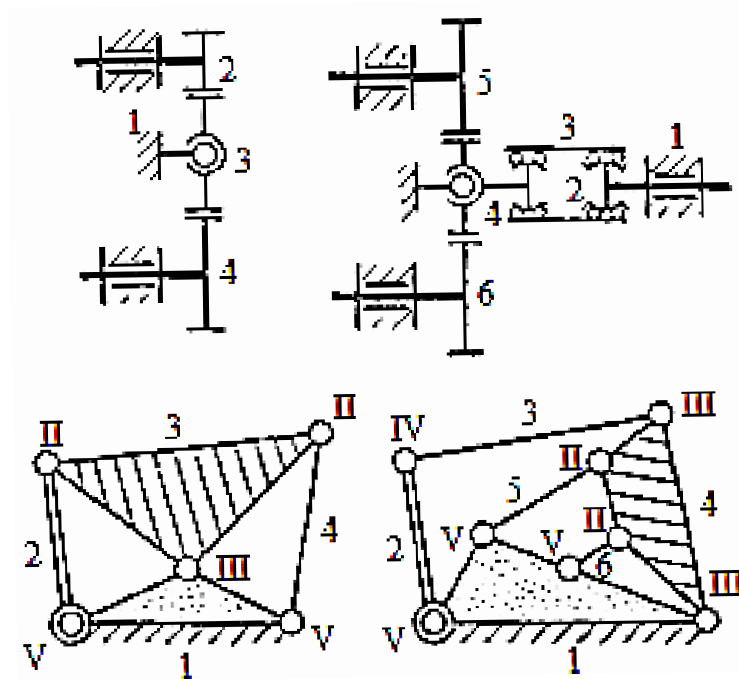


В ідеалізованому механізмі за плоскою схемою з паралельними осями коліс та лінійчатим контактом  $\sigma = 0$ .

У реальному механізмі чи буде проміжне колесо паразитним, чи ведучим (схема зліва) маємо двоконтурний, чотириланковий механізм і при  $W = 1$  отримаємо в обох випадках  $n = 4, p = 5, k = 2, W = 1, f = 3 \cdot 1 + 2 \cdot 4 = 11, S = 3 \cdot 5 + 2 \cdot 2 = 19, \sigma = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 2 - 11 = 2$ . Отже, самовстановлення осей коліс та рівномірного розподілу навантаження по довжині зуба не буде.

Далі наведені дві відповідні схеми, у яких забезпечується самоустановка. Якщо проміжне колесо паразитне, то необхідно його поставити на сферичний підшипник. При  $n = 4$ ,  $p = 5$ ,  $k = 2$ ,  $W = 1$ ,  $f = 13$ ,  $S = 17$  (див. структурну схему) отримаємо  $\sigma = 1 + 6 \cdot 2 - 13 = 0$ . При всіх видах перекосів, проміжне колесо самовстановлюється, при цьому зберігається лінійний контакт зубів.

Якщо проміжне колесо ведуче, необхідно встановити його на сферичний підшипник і рухати за допомогою зведеного зубчастого

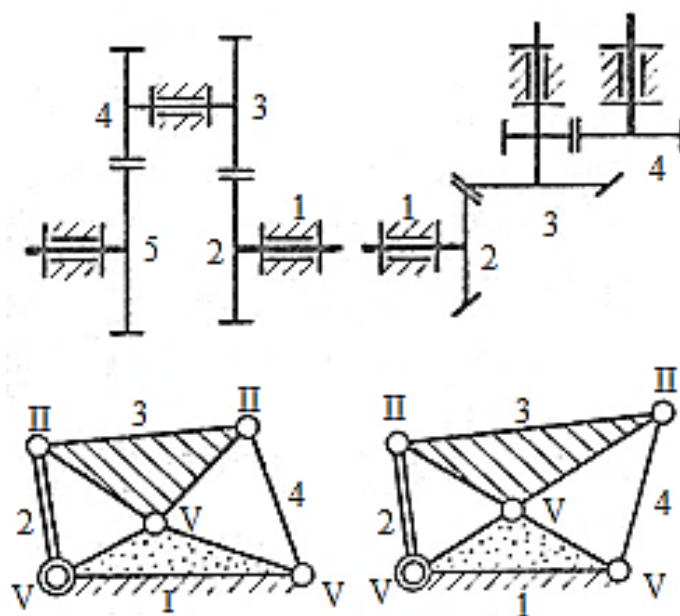


кардану (менше перекоси осей). Як показано на структурній схемі, механізм стане триконтурним шестиланковим і при  $n = 6$ ,  $p = 8$ ,  $k = 3$ ,  $W = 1$ ,  $f = 19$ ,  $S = 29$ ,  $\sigma = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 3 - 19 = 0$ . Тепер забезпечується рівномірність розподілу навантаження по довжині зуба в обох зачепленнях за рахунок додаткових кутових рухомостей коліс.

Для коліс із косим зубом при лінійному контакті сферична опора проміжного колеса самоустановку не забезпечує.

21. *Двоступінчасті редуктори.* Застосування – приводи машин широкого профілю: металургійних, підйомно-транспортних, суднобудування тощо.

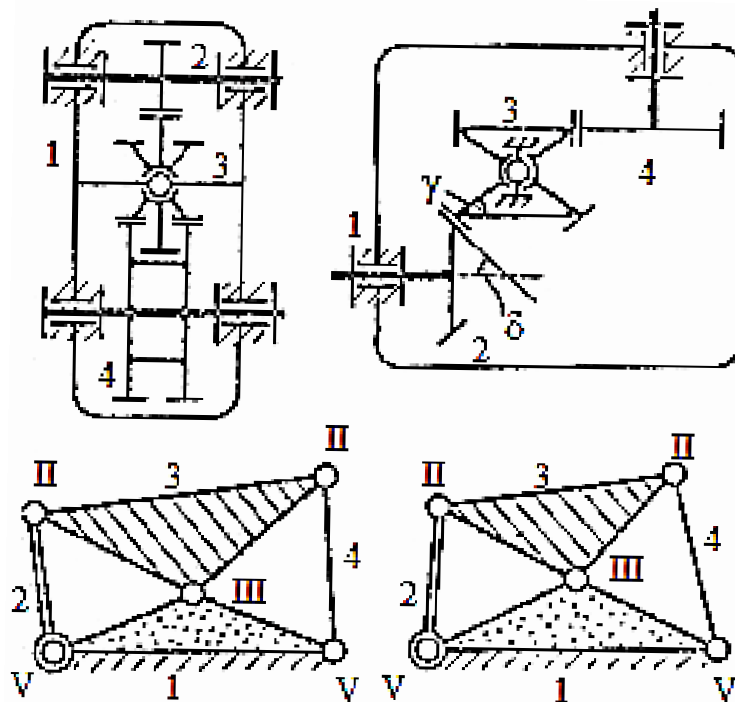
Показані дві схеми редуктора – на циліндричних колесах та циліндро-конічного. Обидві передачі є 4-ланкові, двоконтурні механізми, а опори у вигляді однорухливих пар V класу. В цьому випадку при  $n = 4$ ,  $p = 5$ ,  $k = 2$ ,  $W = 1$ ,  $f = 3 \cdot 1 + 2 \cdot 4 = 11$ ,  $S = 3 \cdot 5 + 2 \cdot 2 = 19$ , тоді  $\sigma = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 2 - 11 = 2$  і передача містить два повторювальні зв'язки.



Далі показані схеми редукторів, які позбавлені НЗ, з самоустановкою.

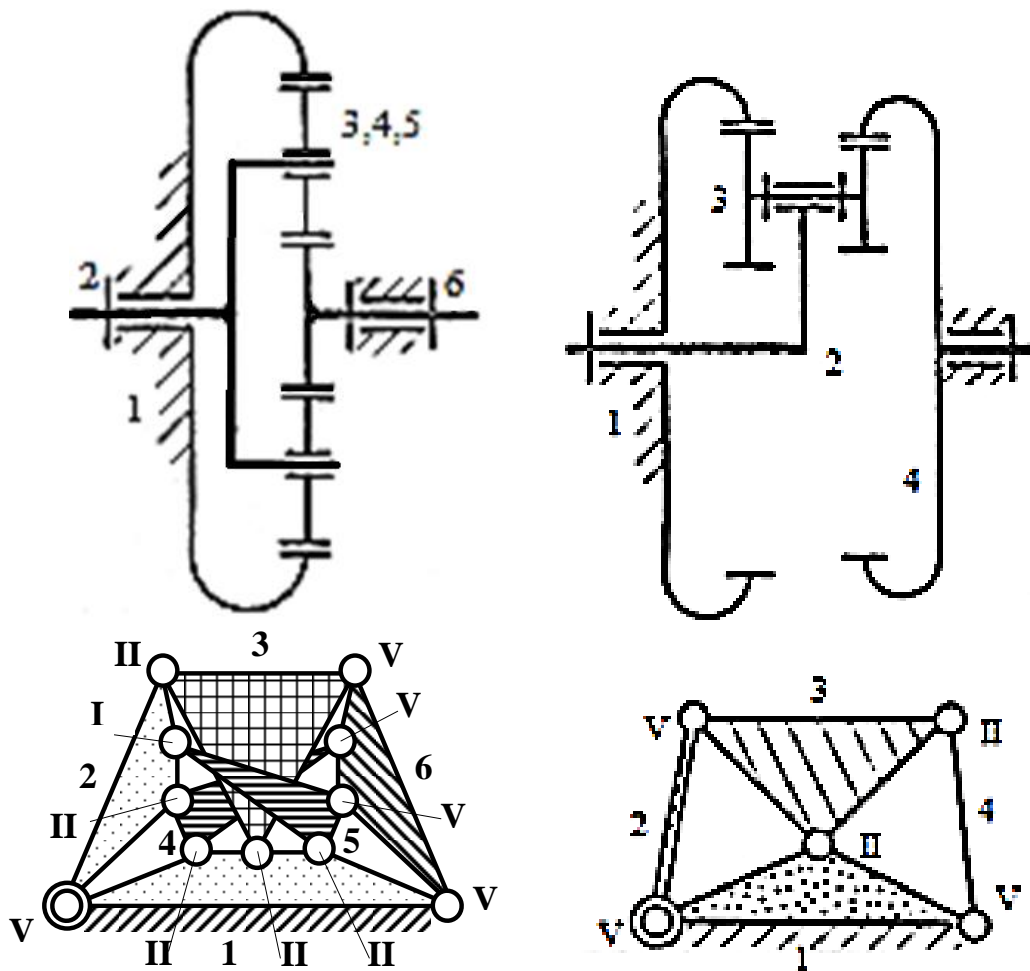
В першій схемі ведене колесо швидкохідного ступеня поставлено на сферичну опору, а тихохідний ступінь виконано симетрично роздвосним. Ведучий та ведений вали редуктора ставлять на радіальні підшипники (V класу). Зрозуміло, що розточування гнізд під підшипники в корпусі та нарізування зубів коліс роздвосного ступеня повинні виконуватись за один установ. Маємо:  $W = 1, f = 2 \cdot 1 + 1 \cdot 3 +$

$+ 2 \cdot 4 = 13$ ,  $S = 2 \cdot 5 + 1 \cdot 3 + 2 \cdot 2 = 17$ , тоді  $\sigma = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 2 - 13 = 0$ .



В другій схемі циліндро-конічного редуктора при такій же структурній схемі  $\sigma = 0$ . Для забезпечення самоустановки та лінійчатого контакту зубів блок проміжних коліс слід ставити на сферичну опору так, щоб центр сфери лежав на прямій, що з'єднує середини зубів обох зачеплень під кутом  $\gamma = 45^\circ - \delta/2$  (див.схему), а осі всіх валів редуктора повинні лежати в одній площині.

22. *Найпростіші планетарні передачі.* При порівняно малих габаритах та масі мають широку сферу застосування в силових та допоміжних приводах, у верстатах, автомобілях, у приладобудуванні та багатьох інших машинах для редукування швидкості, складання рухів, для керування та регулювання швидкості. Далі наведено дві кінематичні схеми планетарних передач з однорухомими опорами V класу. В однорядному планетарному механізмі з трьома одинарними сателітам маємо шестиконтурну структурну схему та  $n = 6$ ,  $p = 11$ ,  $W = 1$ .



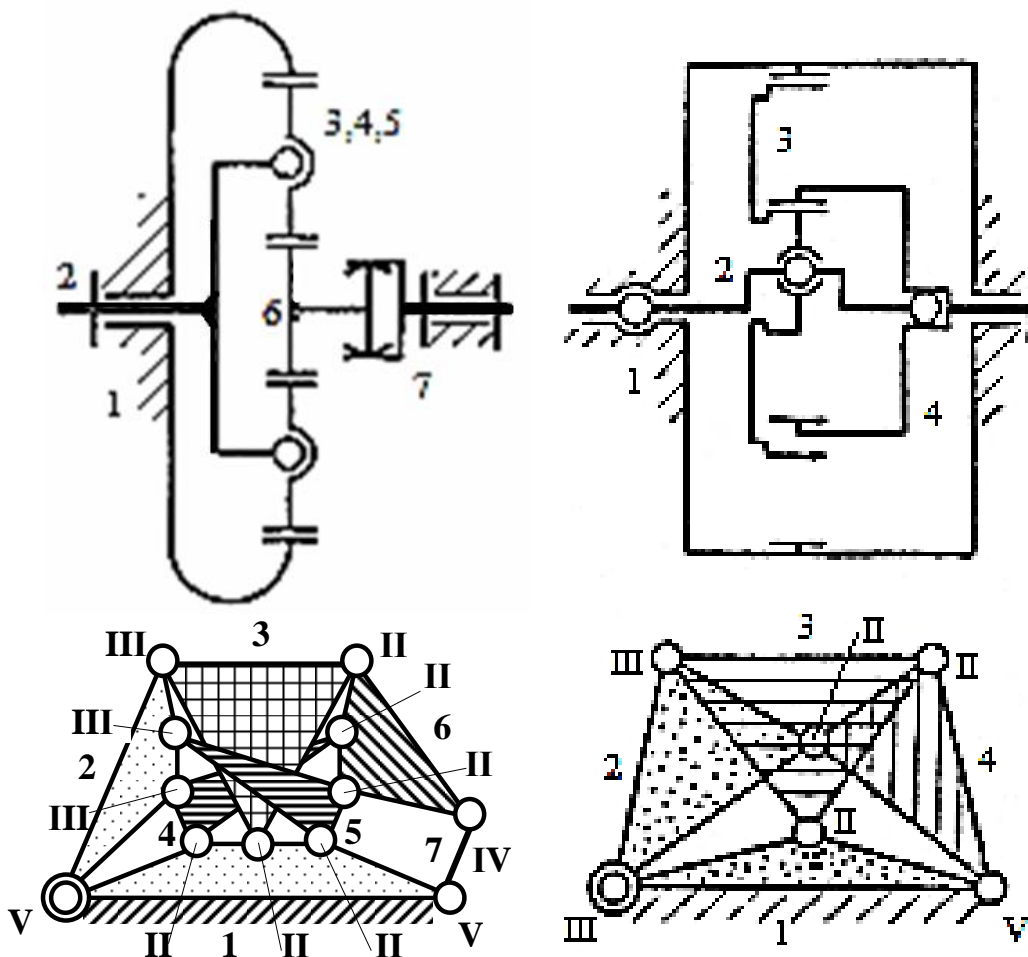
Кількість контурів у багатошаровій схемі не очевидна, тому їх число знайдено за основною геометричною залежністю:  $k = p - n + 1 = 11 - 6 + 1 = 6$ . Далі знайдемо  $f = 5 \cdot 1 + 6 \cdot 4 = 29$ ,  $S = 5 \cdot 5 + 6 \cdot 2 = 37$ , тоді  $\sigma = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 6 - 29 = 8$ , тобто механізм містить 8 НЗ, з яких дві викликають нерівномірний розподіл окружної сили між сателітами, а шість інших – нерівномірне навантаження по довжині зуба у шести зачепленнях.

У планетарній передачі з двома внутрішніми зачепленнями при одному блоці сателітів і опорами V класу маємо  $n = 4$ ,  $p = 5$ ,  $k = 2$ ,  $W = 1$ ,  $f = 3 \cdot 1 + 2 \cdot 4 = 11$ ,  $S = 3 \cdot 5 + 2 \cdot 2 = 19$ ,  $\sigma = 1 + 6 \cdot 2 - 11 = 2$ .

Далі наведені схеми аналогічних механізмів, які позбавлені НЗ. На лівій схемі однорядного трисателітного механізму сателіти поставлені

на сферичні опори, чим усувається за рахунок самоустановки сателітів 6 зазначених вище НЗ в шести зачепленнях, а за рахунок застосування плаваючого центрального колеса, з'єднаного з одинарним зубчастим карданом (з'єднання IV класу), усуваються ще 2 НЗ. Тепер маємо:  $n = 7$ ,  $p = 12$ ,  $k = 6$ ,  $W = 1$ ,  $f = 2 \cdot 1 + 1 \cdot 2 + 3 \cdot 3 + 6 \cdot 4 = 37$ ,  $S = 2 \cdot 5 + 1 \cdot 4 + 3 \cdot 3 + 6 \cdot 2 = 35$ , тоді  $\sigma = 1 + 6 \cdot 6 - 37 = 0$ .

На правій схемі показаний планетарний редуктор із самовстановлюваним сателітом, з двома внутрішніми зачепленнями, в якому центральні колеса 1 і 4 та сателіт 3 лежать в одній площині.

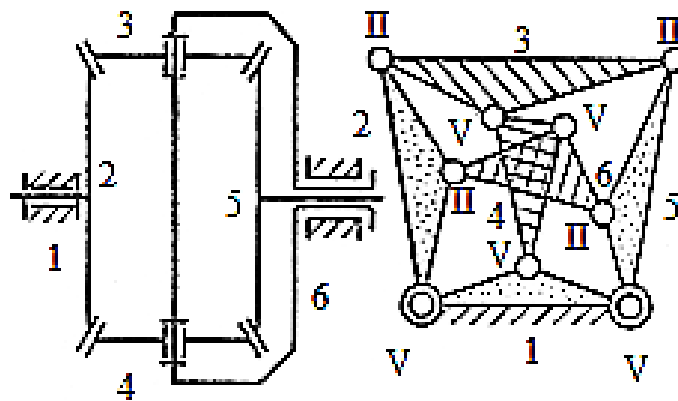


Лінійчатий контакт зубів в обох зачепленнях забезпечується, якщо сателіт встановити на сферичний підшипник, а водило оперти в корпусі також на сферичний підшипник і для ланок 2-4 передбачити

з'єднання II класу.

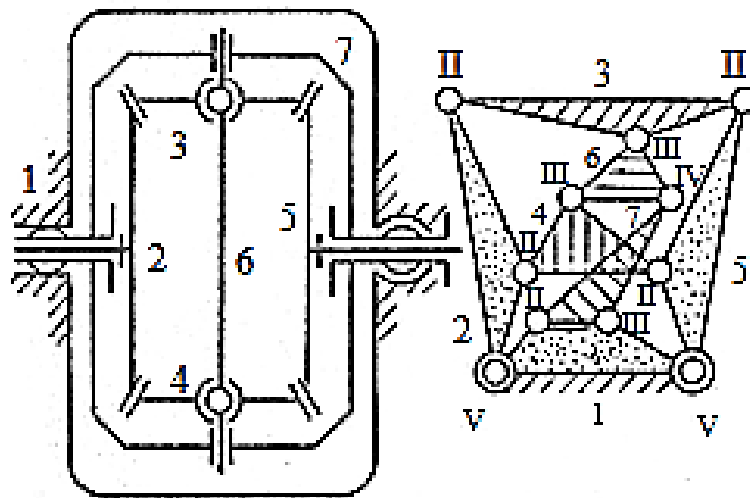
Як видно зі структурної схем  $n = 4$ ,  $p = 6$ ,  $k = 3$ ,  $W = 1$ ,  $f = 1 \cdot 1 + 2 \cdot 3 + 3 \cdot 4 = 19$ ,  $S = 1 \cdot 5 + 2 \cdot 3 + 3 \cdot 2 = 17$ ,  $\sigma = 1 + 6 \cdot 3 - 19 = 0$ . Редуктор малогабаритний, відрізняється великою навантажувальною здатністю і при малій різниці в числах зубців внутрішнього зачеплення здійснює великі передавальні відношення. (При куті зачеплення  $30^\circ$  та укороченій голівці зуба ця різниця доводиться до 2-3).

23. *Двосателітний диференціал з конічними колесами.* Широка сфера застосування у верстатах, автомобілях, сільгоспмашинах, трубних станах та в багатьох інших галузях машинобудування.



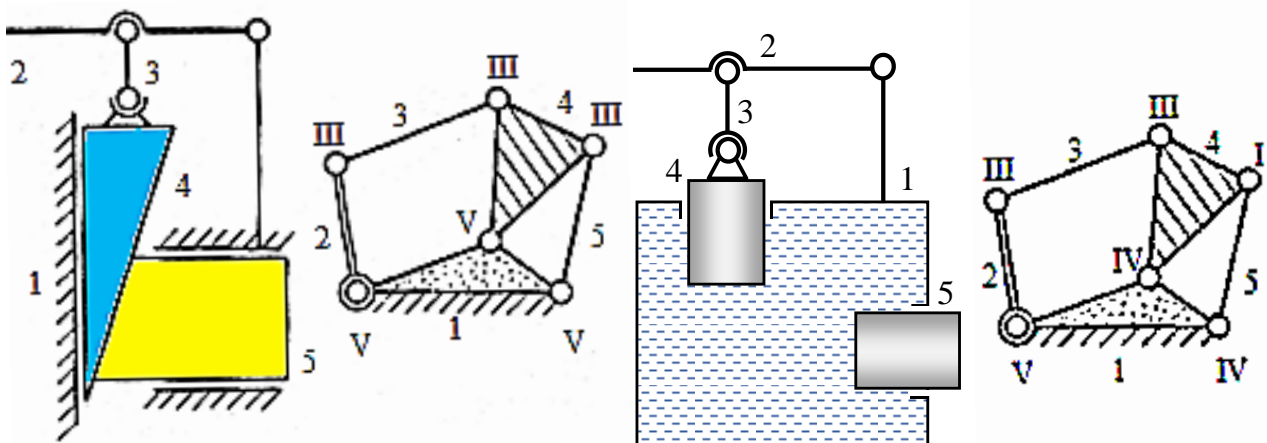
Традиційний диференціал з конічними колесами та з опорами V класу являє собою 6-ланковий, 4-контурний механізм, що має  $n = 6$ ,  $p = 9$ ,  $k = p - n + 1 = 9 - 6 + 1 = 4$ ,  $W = 2$  (дві ведучі ланки),  $f = 5 \cdot 1 + 4 \cdot 4 = 21$ ,  $S = 5 \cdot 5 + 4 \cdot 2 = 33$ ,  $\sigma = W + 6k - f = 2 + 6 \cdot 4 - 21 = 5$ . Механізм має 5 зв'язків, які повторюються, які викликають нерівномірний розподіл навантаження по довжині зуба в зачепленнях і відмінність в окружних (осьових) силах сателіту.

Далі дана схема аналогічного диференціала, позбавленого описаних вище недоліків.



Тут сферичні самовстановлювальні опори сателітів 3 і 4 пов'язані загальною плаваючою віссю 6, яка допускає осьову рухливість в опорах водила 7 (пара IV класу). Центр сфери підшипників повинен лежати на прямій, що єднає точки прикладання окружних зусиль коліс. Пари 1-2 та 1-5 – V класу. Ліва опора водила – II класу, права – III. Як видно зі структурної схеми, з урахуванням місцевої рухливості ланки 6:  $n = 7$ ,  $p = 11$ ,  $k = p - n + 1 = 11 - 7 + 1 = 5$ ,  $W = 2 + 1$ ,  $f = 2 \cdot 1 + 1 \cdot 2 + 3 \cdot 3 + 5 \cdot 4 = 33$ ,  $S = 2 \cdot 5 + 1 \cdot 4 + 3 \cdot 3 + 5 \cdot 2 = 33$ ,  $\sigma = 3 + 6 \cdot 5 - 33 = 0$ .

24. Клиновий механізм. Застосування – преси, механізми затискання.



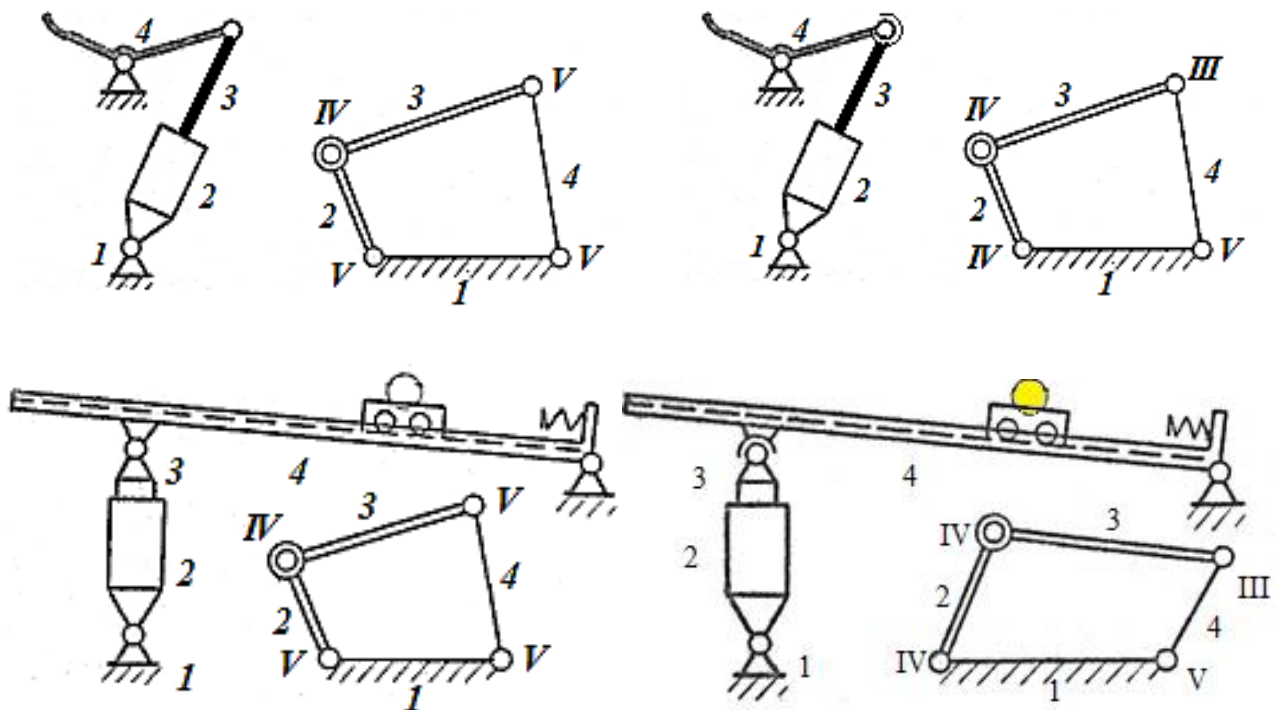
Двоконтурний механізм ( $k = 2$ ) для передавання сил і перетворення рухів. Оскільки ланка 3 має змогу обертатися щодо своєї



Поздовжньої вісі та вносить додаткову рухомість, то  $W = 2$ , а за наявності у схемі трьох пар III класу отримаємо  $n = 5$ ,  $p = 6$ ,  $k = 2$ ,  $f = 3 \cdot 1 + 3 \cdot 3 = 12$ ,  $S = 3 \cdot 5 + 3 \cdot 3 = 24$ ,  $\sigma = W + 6k - f = 2 + 6 \cdot 2 - 12 = 2$ , оскільки дві кутові координати ланки 5 (клиння призматичні) площинною кінематичною парою 4-5 фіксуються повторно.

Рядом дана схема механізму для виконання аналогічної функції, яка містить як проміжний елемент нестисну рідину, що накладає всім своїм об'ємом один зв'язок (з'єднання I класу). Тут  $W = 4$ , оскільки крім основної рухомості є ще 3 "плаваючих" обертання: ланки 3 і поршнів 4 та 5. Маємо:  $n = 5$ ,  $p = 6$ ,  $k = 2$ ,  $W = 1 + 3$ ,  $f = 1 \cdot 1 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 3 + 1 \cdot 5 = 16$ ,  $S = 1 \cdot 5 + 2 \cdot 4 + 2 \cdot 3 + 1 \cdot 1 = 20$ ,  $\sigma = 4 + 6 \cdot 2 - 16 = 0$ . Переваги механізму із проміжним рідким елементом очевидні.

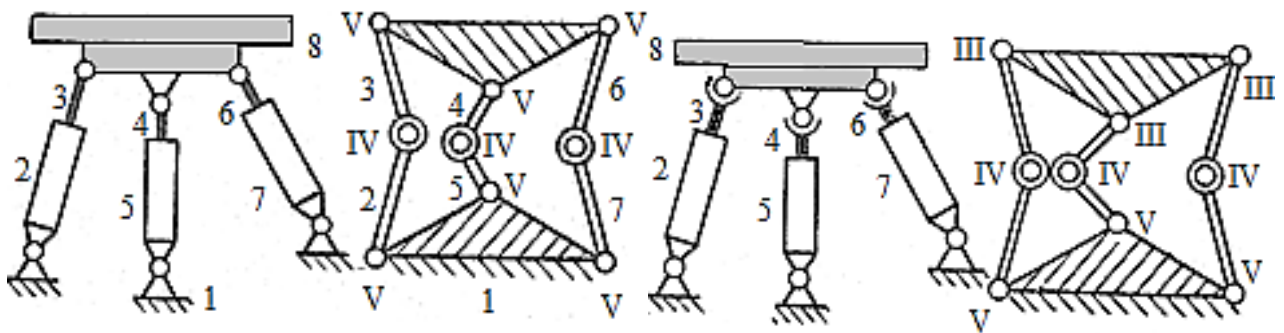
25. Гідромеханізми з циліндрами, що хитаються. Застосовуються як виконавчі механізми металургійних машин переважно у трубопрокатному виробництві.



Перша схема (скидач або зіштовхувач) і друга (підйомно-хитний стіл прошивного трубопрокатного стану) представляють 4-ланкові одноконтурні механізми з однаковими структурними схемами, де  $n = 4$ ,  $p = 4$ ,  $k = 1$ ,  $S = 3 \cdot 5 + 1 \cdot 4 = 19$ ,  $f = 3 \cdot 1 + 1 \cdot 2 = 5$ ,  $W = 1$  та  $\sigma = 1 + 6 \cdot 1 - 5 = 2$ .

Якщо замінити однорухомі пари 3-4 трирухомими, а пари 2-1 парами IV класу, то з урахуванням однієї додаткової місцевої рухливості (обертання штоку 3 навколо поздовжньої вісі) отримаємо  $W = 2$ ,  $S = 1 \cdot 5 + 2 \cdot 4 + 1 \cdot 3 = 16$ ,  $f = 1 \cdot 1 + 2 \cdot 2 + 1 \cdot 3 = 8$  та  $\sigma = 2 + 1 \cdot 6 - 8 = 0$ .

26. *Об'ємні гідромеханізми з гідродвигунами.* Застосування – металорізальні верстати, механізми штампування та висадки, механізми для відтворення складних рухів за допомогою простих кінематичних ланцюгів. Рух ведучих ланцюгів легко запрограмувати. Як показано на першій схемі, платформа приводиться від трьох незалежних гідроциліндрів.

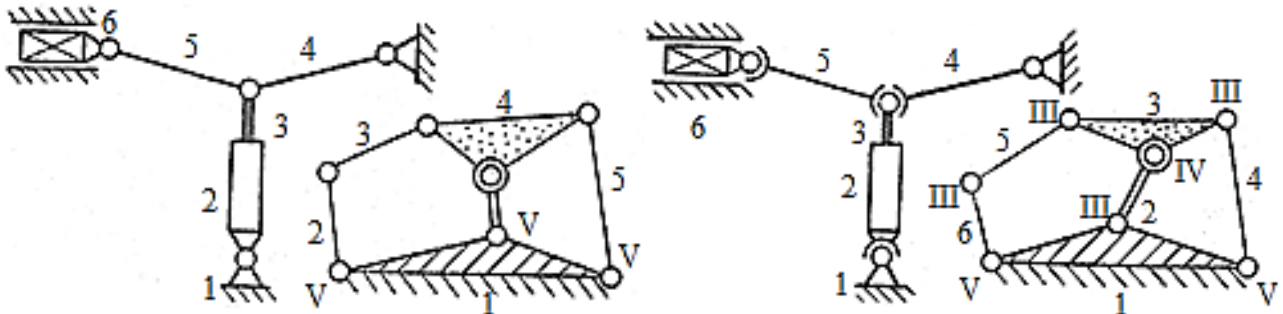


Механізм 8-ланковий, двоконтурний, містить три ведучих ланцюги 3-2, 4-5, 6-7, за відсутності веденого ланцюга. За  $n = 8$ ,  $p = 9$ ,  $k = 2$ ,  $S = 6 \cdot 5 + 3 \cdot 4 = 42$ ,  $f = 6 \cdot 1 + 3 \cdot 2 = 12$ ,  $W = 3$  маємо  $\sigma = W + 6k - f = 3 + 6 \cdot 2 - 12 = 3$ .

Для усунення трьох НЗ достатньо штоки поршнів 3, 4, 6 з'єднати з платформою парами III класу. Отримаємо 3 додаткові рухливості і тоді

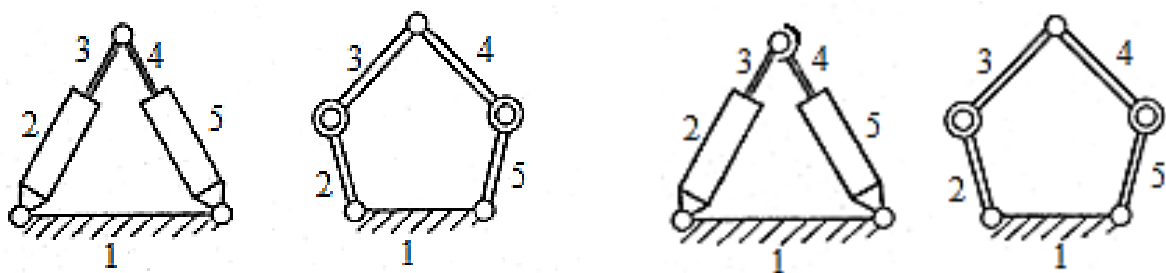
$$W = 3 + 3, S = 3 \cdot 5 + 3 \cdot 4 + 3 \cdot 3 = 36, f = 3 \cdot 1 + 3 \cdot 2 + 3 \cdot 3 = 18, \\ \sigma = 6 + 6 \cdot 2 - 18 = 0.$$

На іншій схемі штемпель 6 приводиться від гідроциліндра 2-3.



У цьому 6-ланковому двоконтурному механізмі  $n = 6, p = 7, k = 2,$   
 $S = 6 \cdot 5 + 1 \cdot 4 = 34, f = 6 \cdot 1 + 1 \cdot 2 = 8, W = 1$  маємо  $\sigma = W + 6k - f =$   
 $= 1 + 6 \cdot 2 - 8 = 5.$  Якщо ланки 2 і 1, 3 і 5, 3 та 4, 5 і 6 з'єднати парами III  
 класу, то з урахуванням трьох додаткових рухомостей отримаємо  
 $W = 1 + 3, S = 2 \cdot 5 + 1 \cdot 4 + 4 \cdot 3 = 26, f = 2 \cdot 1 + 1 \cdot 2 + 4 \cdot 3 = 16$  і  
 $\sigma = 1 + 6 \cdot 2 - 8 = 0.$  Схеми без НЗ показані праворуч.

27. *Об'ємні гідромеханізми з рухомими гідроциліндрами.* Застосування –  
 сільгоспагрегати, будівельно-дорожні машини, навантажувачі,  
 канавокопачі та ін.

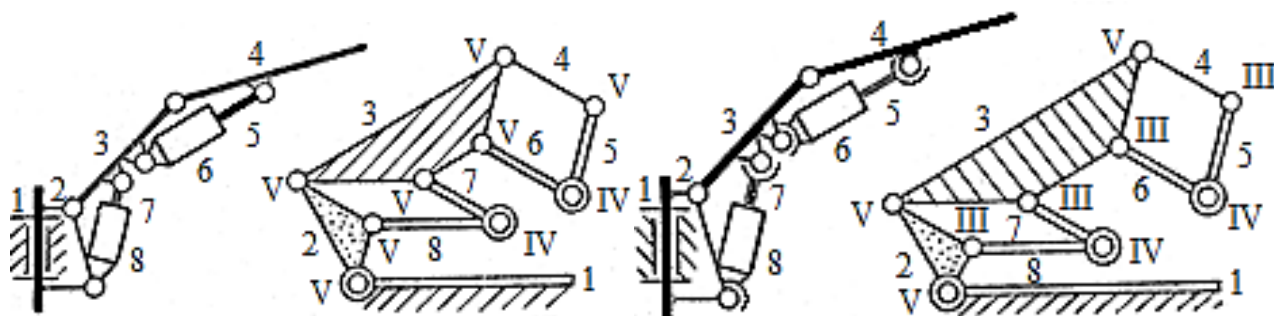


На першій схемі показано два незалежні гідроциліндри, роботу  
 яких можна координувати. Два ведучих з'єднання 2-3 та 4-5 розміщені  
 поза станиною. Механізм 5-ланковий одноконтурний,  $n = 5, p = 5,$

$$k = 1, S = 3 \cdot 5 + 2 \cdot 4 = 23, f = 3 \cdot 1 + 2 \cdot 2 = 7, W = 2, \sigma = W + 6k - f = 2 + 6 \cdot 1 - 7 = 1.$$

Якщо з'єднати штоки 3 і 4 сферичним шарніром, то з'явиться одна місцева рухливість і тоді отримаємо  $W = 2 + 1, S = 2 \cdot 5 + 2 \cdot 4 + 1 \cdot 3 = 21, f = 2 \cdot 1 + 2 \cdot 2 + 1 \cdot 3 = 9, \sigma = 3 + 6 \cdot 1 - 9 = 0.$

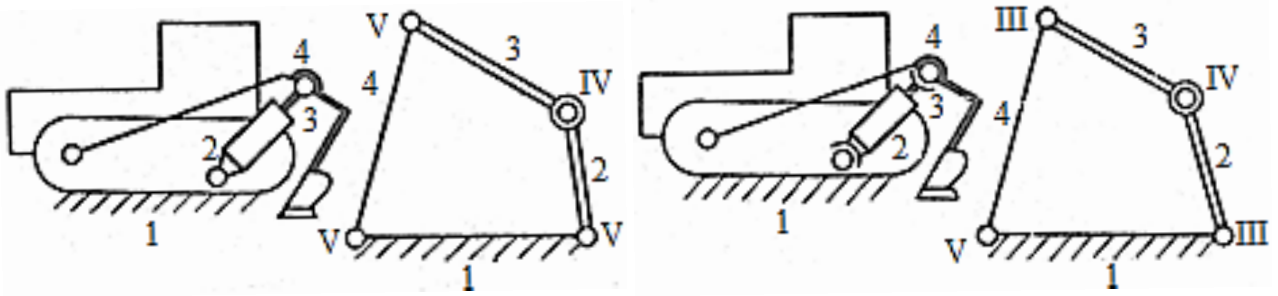
На іншій схемі механізму навантажувача показані поворотна платформа 2 і два рухомі гідроциліндри 8 і 6. Вважаючи за станину поворотну платформу, циліндр 8 здійснює обертальний рух, а циліндр 6 – плоскопаралельний ( $W = 3$ ). Якщо штоки 5 і 7 з'єднані зі ланками 3 і 4 однорухливими парами, то, як видно зі структурної схеми, при  $n = 8, p = 9, k = 2, S = 7 \cdot 5 + 2 \cdot 4 = 43, f = 7 \cdot 1 + 2 \cdot 2 = 11, W = 2 + 1, \sigma = W + 6k - f = 3 + 6 \cdot 2 - 11 = 4.$



Щоб поліпшити схему, необхідно пари 5-4 і 7-3, 3-6 і 8-2 зробити сферичними. З урахуванням чотирьох додаткових рухливостей – обертання штоків 5 і 7 та циліндрів 6 і 8 навколо своїх осей – рухливість механізму стане  $W = 3 + 4 = 7, S = 3 \cdot 5 + 2 \cdot 4 + 4 \cdot 3 = 35, f = 3 \cdot 1 + 2 \cdot 2 + 4 \cdot 3 = 19$  і число НЗ становитиме  $\sigma = 7 + 6 \cdot 2 - 19 = 0.$

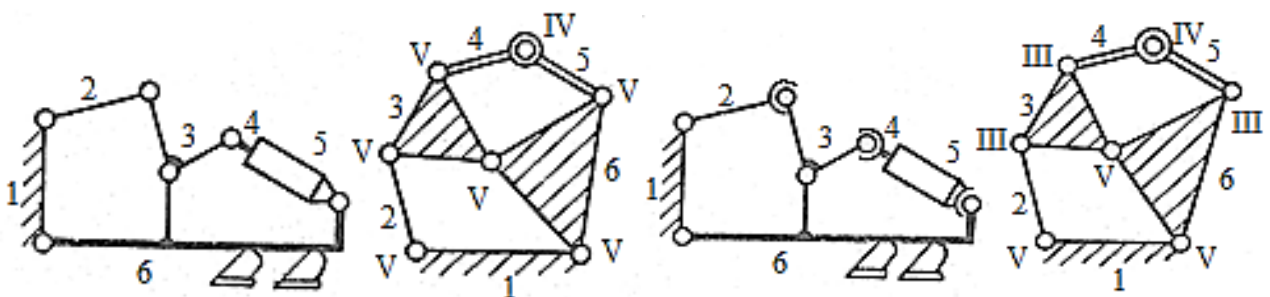
## 28. Механізми гідрофікованих плугів. Застосування – сільгоспмашини.

На схемі показаний гідропривід плуга у вигляді 4-ланкового одноконтурного механізму. При  $n = 4, p = 4, k = 1, S = 3 \cdot 5 + 1 \cdot 4 = 19, f = 3 \cdot 1 + 1 \cdot 2 = 5, W = 1$  отримаємо  $\sigma = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 1 - 5 = 2.$

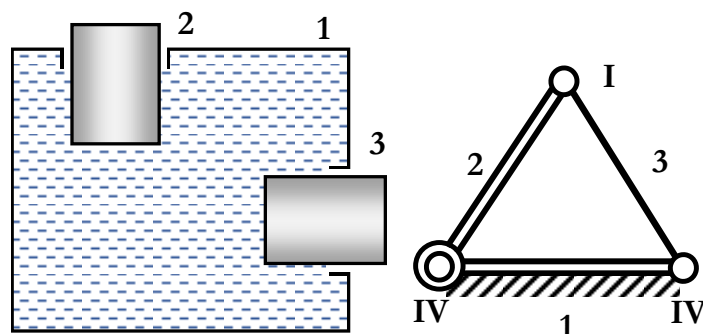


Якщо гідроциліндр 2 і шток 3 з'єднати з ланками 1 і 4 парами III класу, то отримаємо  $W = 1 + 2 = 3$ ,  $S = 1 \cdot 5 + 1 \cdot 4 + 2 \cdot 3 = 15$ ,  $f = 1 \cdot 1 + 1 \cdot 2 + 2 \cdot 3 = 9$  і число НЗ становитиме  $\sigma = 3 + 6 \cdot 1 - 9 = 0$ .

На схемі нижче показаний гідропривід двох плугів. Це 6-ланковий двоконтурний механізм, що має  $n = 6$ ,  $p = 7$ ,  $k = 2$ ,  $S = 6 \cdot 5 + 1 \cdot 4 = 34$ ,  $f = 6 \cdot 1 + 1 \cdot 2 = 8$ ,  $W = 1$  отримаємо  $\sigma = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 2 - 8 = 5$ . Якщо гідроциліндр 5 і шток 4 з'єднати з ланками 3 та 6 парами III класу, то, з урахуванням двох додаткових рухливостей, знайдемо:  $W = 1 + 2 = 3$ ,  $S = 3 \cdot 5 + 1 \cdot 4 + 3 \cdot 3 = 28$ ,  $f = 3 \cdot 1 + 1 \cdot 2 + 3 \cdot 3 = 14$  і число НЗ становитиме  $\sigma = 3 + 6 \cdot 2 - 14 = 1$ .



29. Гідромеханізми без зв'язків, що повторюються.

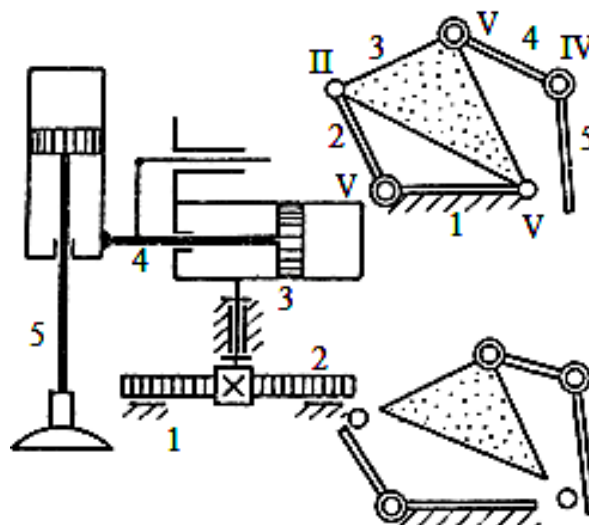


Показана найпростіша гідростатична передача. Як видно зі структурної схеми, у цьому 3-ланковому одноконтурному механізмі маємо  $W = c + b = 2 + 1 = 3$  ступеня свободи, оскільки схема має 2 місцеві рухливості.

Вважаємо, що проміжне тіло – рідина на всі ланки накладає один зв'язок (кінематичні сполуки поршнів 2 і 3 з рідиною накладають по  $\frac{1}{2}$  зв'язку, тобто з'єднання 2-3 буде I класу). Отримуємо  $n = 3, p = 3, k = 1, S = 2 \cdot 4 + 1 \cdot 1 = 9, f = 2 \cdot 2 + 1 \cdot 5 = 9$  та  $\sigma = W + 6k - f = 3 + 6 \cdot 1 - 9 = 0$ .

Кожне кінематичне з'єднання трьох поршнів (рис. 20 ) з проміжною рідиною накладає  $\frac{1}{3}$  зв'язку. Число рухомостей  $W = c + b + d = 1 + 4 + 0 = 5$ . Число додаткових рухомостей  $b = 4$  і складається з трьох обертань поршнів і однієї рухливості ведених поршнів 2 і 3, як вказує Озолс, "для бажаної взаємодії механізму з тілами, що опираються". Динамічних в'язей нема  $d = 0$ . За  $n = 4, p = 6, k = 3, S = 3 \cdot 4 + 3 \cdot \frac{1}{3} = 13, f = 3 \cdot 2 + 5 \cdot \frac{2}{3} = 23$  отримаємо  $\sigma = 5 + 6 \cdot 3 - 23 = 0$ .

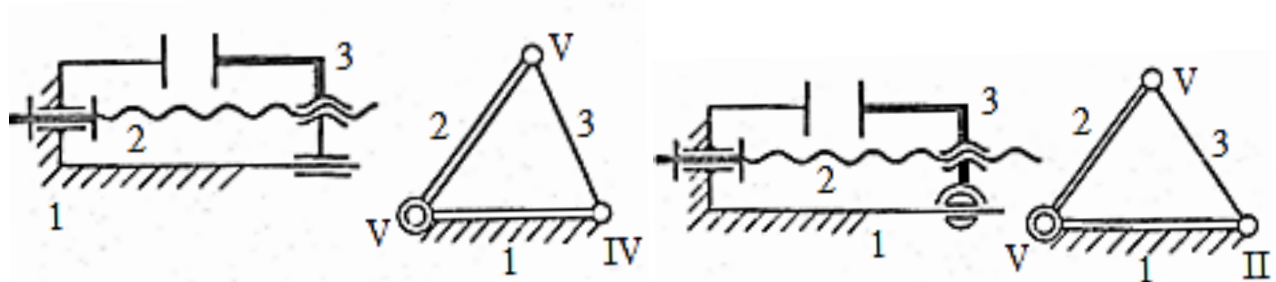
На схемі нижче показаний маніпулятор. Пневмозахват за допомогою двох циліндрів 3 і 4 здійснює два поступальні рухи, а за рахунок рейкової передачі – поворотне.





Це 5-ланковий одноконтурний механізм з трьома ведучими з'єднаннями та однією додатковою місцевою рухливістю (обертання штока 5 навколо своєї осі). Маємо  $W = 3 + 1$ ,  $n = 5$ ,  $p = 5$ ,  $k = 1$ ,  $S = 3 \cdot 5 + 1 \cdot 4 + 1 \cdot 2 = 21$ ,  $f = 3 \cdot 1 + 1 \cdot 2 + 1 \cdot 4 = 9$  та  $\sigma = W + 6k - f = 4 + 6 \cdot 1 - 9 = 1$ . Механізм має один повторюваний зв'язок у зубчастому з'єднанні.

30. *Найпростіші механізми захватів маніпуляторів.* Застосовуються у робототехніці. Тут і далі виконаний структурний аналіз і синтез механізмів захватів для першого етапу його роботи, коли об'єкт маніпулювання ще не затиснутий. В цьому стані в механізмі діють тільки внутрішні геометричні в'язи. На другому етапі роботи захвата, коли об'єкт захоплений, структура механізму зміниться, утвориться ще



один незалежний контур з дробовими неутримуючими зв'язками і з додатковими повторювальними. Такий повний структурний аналіз і синтез деяких механізмів захватів виконаний в главі 3.

На першій схемі один затискний елемент захвата нерухомий, інший рухається лише поступально і приводиться від двигуна (не показаний) та гвинтової передачі. У звичайному виконанні це триланковий одноконтурний механізм, що має  $W = 1$ ,  $n = 3$ ,  $p = 3$ ,  $k = 1$ ,  $S = 2 \cdot 5 + 1 \cdot 4 = 14$ ,  $f = 2 \cdot 1 + 1 \cdot 2 = 4$  та  $\sigma = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 1 - 4 = 3$ . Схему можна покращити, якщо з'єднати рухливий затискний елемент – гайку з напрямною парою II класу, тоді  $S = 2 \cdot 5 + 1 \cdot 2 = 12$ ,

$$f = 1 \cdot 1 + 1 \cdot 4 = 6 \text{ та } \sigma = 1 + 6 \cdot 1 - 6 = 1.$$

На другій схемі один затискний елемент захвата нерухомий, інший може здійснювати коливальний рух від гідроциліндра та ланки 3.

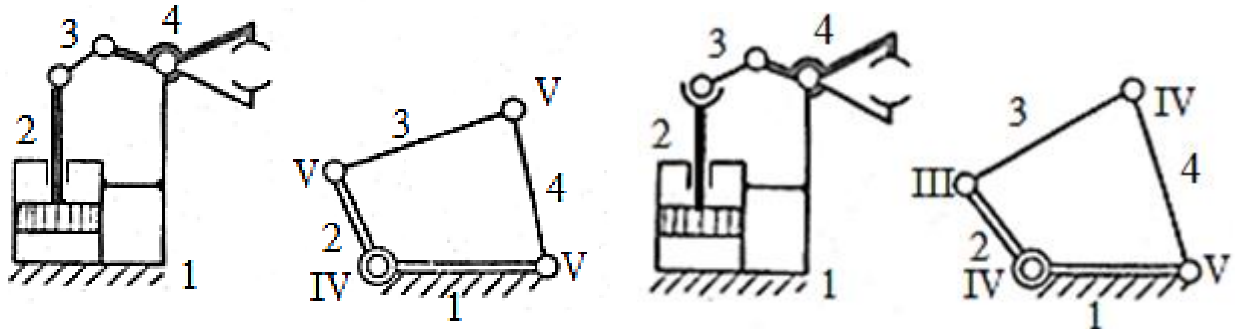
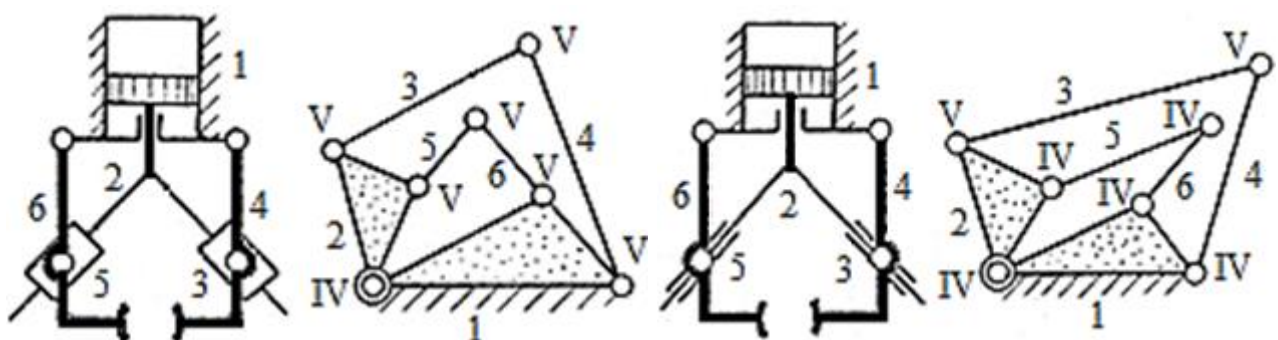


Схема представляє собою 4-ланковий одноконтурний механізм  $W = 1, n = 4, p = 4, k = 1, S = 3 \cdot 5 + 1 \cdot 4 = 19, f = 3 \cdot 1 + 1 \cdot 2 = 5$  та  $\sigma = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 1 - 5 = 2$ . Щоб позбавити механізм цих двох НЗ, достатньо шток 2 гідроциліндра з'єднати з хитунком 3 парою III класу (з'явиться одна місцева рухливість), а затискний елемент 4 зі станиною – парою IV класу. Тепер  $W = 1 + 1, S = 1 \cdot 5 + 1 \cdot 3 + 2 \cdot 4 = 16, f = 1 \cdot 1 + 2 \cdot 4 + 1 \cdot 3 = 8$  та  $\sigma = 2 + 6 \cdot 1 - 8 = 0$ .

31. *Механізми захватів.* Показаний захват зі здвособною кулісою 2, що поступально рухається від гідроциліндра, зводить і розводить затискні елементи захвата, змонтовані на коромислах 6 і 4. Маємо 6-ланковий двоконтурний механізм і при  $W = 1, n = 6, p = 7, k = 2, S = 6 \cdot 5 + 1 \cdot 4 = 34, f = 6 \cdot 1 + 1 \cdot 2 = 8$  маємо  $\sigma = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 2 - 8 = 5$ .

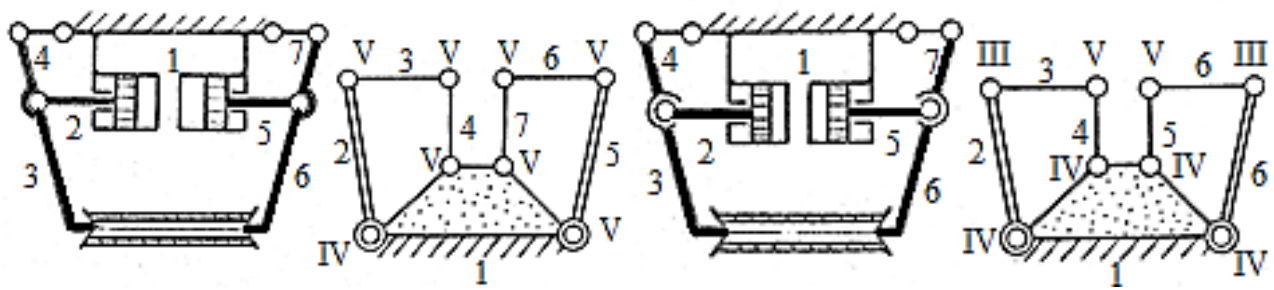




Схему можна поліпшити, якщо повзуни 5 та 3 з'єднати з кулісою 2, а також коромисла 6 та 4 зі станиною парами IV класу. Тоді при  $S = 2 \cdot 5 + 5 \cdot 4 = 30$ ,  $f = 2 \cdot 1 + 5 \cdot 2 = 12$  маємо  $\sigma = 1 + 6 \cdot 2 - 12 = 1$ .

На другій схемі показаний захват для перенесення довгомірних предметів (наприклад, труб).

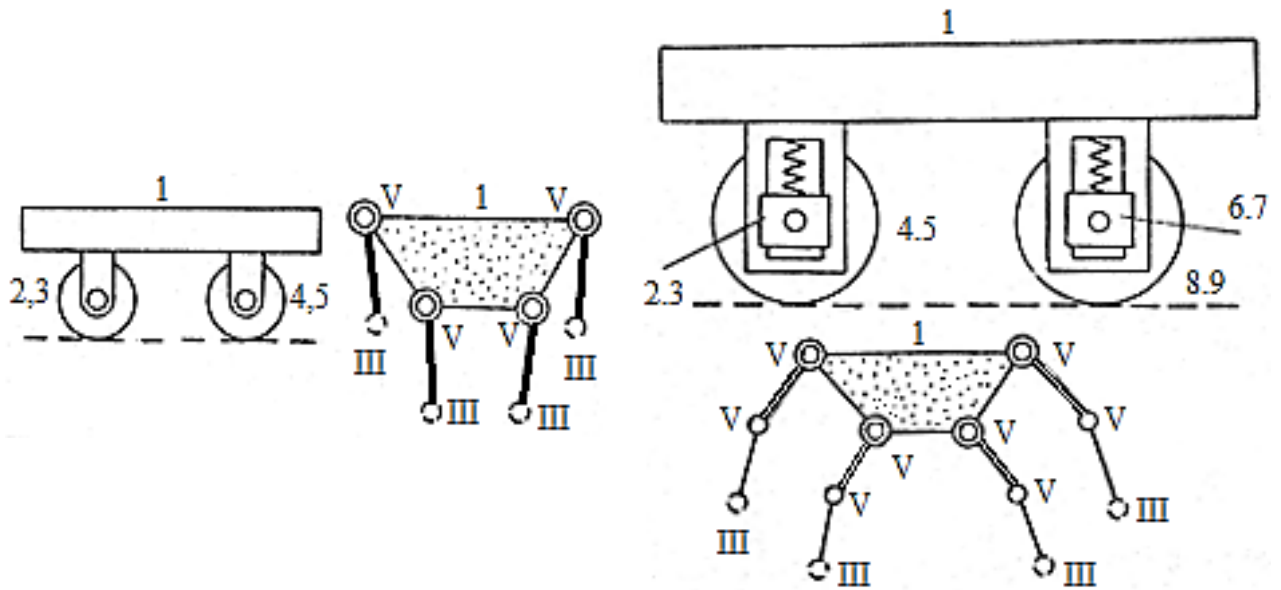
Два гідроциліндри ( $W = 2$ ) зрушують і розсувають коромисла 3 і 6, що несуть спеціальні затискні елементи. Механізм 7-ланковий двоконтурний, що має  $n = 7$ ,  $p = 8$ ,  $k = 2$ ,  $S = 6 \cdot 5 + 2 \cdot 4 = 38$ ,  $f = 6 \cdot 1 + 2 \cdot 2 = 10$  і  $\sigma = W + 6k - f = 2 + 6 \cdot 2 - 10 = 4$ .



Щоб покращити схему, слід штовки 5 і 2 з'єднати з коромислами 3 і 6 парами III класу, а ланки 4 і 7 зі станиною – парами IV класу, тоді з урахуванням двох додаткових місцевих рухливостей (обертання штоків навколо своїх осей) отримаємо  $W = 2 + 2$ ,  $S = 2 \cdot 5 + 4 \cdot 4 + 2 \cdot 3 = 32$ ,  $f = 2 \cdot 1 + 4 \cdot 2 + 2 \cdot 3 = 16$  і  $\sigma = 4 + 6 \cdot 2 - 16 = 0$ .

32. Механізми із зовнішніми зв'язками. Дані схеми некерованого чотириколісного візка і одновісного причепа – приклад механізмів, що складається тільки з веденого ланцюга.

Некерований візок є 5-ланковим механізмом без станини ( $n = 5$ ,  $\xi = 0$ ). Число зв'язків  $S = 4 \cdot 5 + 4 \cdot 3 = 32$ , у тому числі зовнішніх  $S_a = 4 \cdot 3 = 12$ , внутрішніх  $S_i = 4 \cdot 5 = 20$ . Робоча рухомість  $W_{роб} = q - S^{не} + \sigma^{не} = 7 - 8 + 2 = 1$ , т.я. число необхідних координат у робочому стані



$q_{\text{роб}} = 7$  (для положення корпусу – 3, коліс щодо корпусу 4 координати), число неголономних зв'язків  $S^{\text{не}} = 2 \cdot 4 = 8$  (у кожному з чотирьох коліс тертя виключає ковзання вздовж і поперек дороги), число неголономних повторювальних зв'язків  $\sigma^{\text{не}} = 2$  (для усунення ковзання кожної пари коліс достатньо одного зв'язку). Фактична рухомість  $W_{\text{ф}} = 6 + 4$  (за відсутності станини положення корпусу визначається шістьма і коліс щодо корпусу чотирма координатами),  $W_{\text{а}} = 0$  – наявність зовнішніх тіл (земля) рухомість механізму не зменшує.

Маємо  $\sigma = S - \{[6(n - \xi) - W_{\text{роб}}] + W_{\text{а}}\} = 32 - [6(5 - 0) - 1 + 0] = 3$ , у тому числі  $\sigma_{\text{а}} = S_{\text{а}} - [(W_{\text{ф}} - W_{\text{роб}}) + W_{\text{а}}] = 12 - [(10 - 1) + 0] = 3$ ,  $\sigma_{\text{і}} = S_{\text{і}} - [6(n - \xi) - W_{\text{ф}}] = 20 - [6(5 - 0) - 10] = 0$ . Усі 3 НЗ – зовнішні. Одна НЗ обмежує вертикальне переміщення коліс, для усунення якого вистачило б і трьох коліс, 2 інші НЗ (вони корисні, тому що зменшують небезпеку занесення возика), що обмежують переміщення коліс упоперек дороги, і для усунення якого було б достатньо двох коліс – одного заднього і одного переднього.

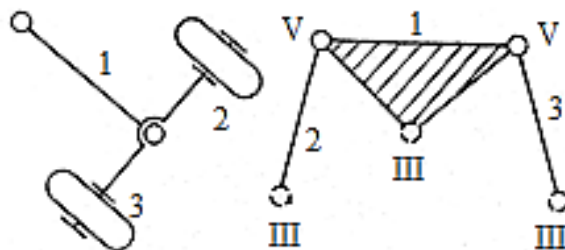
Перевіримо правильність будови механізму рівнянням балансу рухомостей:  $6(n - \xi) + W_{\text{а}} = (c + b + d) + S - \sigma$ ;  $6 \cdot 5 + 0 = 1 + 32 - 3$ ;

30 = 30.

В поліпшеній схемі  $n = 9$ ,  $S = 8 \cdot 5 + 4 \cdot 3 = 52$ , у тому числі  $S_a = 5 \cdot 8 = 40$  і  $S_i = 4 \cdot 3 = 12$ . Так як пари 1-2, 1-3, 1-6 і 1-7 площинні III класу з обмеженням переміщення б'юкс 2, 3, 6, 7 по горизонталі перпендикулярно дорозі, то корпус на пружинах має 3 ступені свободи, що відповідають 3 динамічним зв'язкам ( $d = 3$ ) і  $W_{роб} = 1 + 0 + 3 = 4$ . Оскільки за відсутності станини положення корпусу визначається 6 координатами, а коліс і б'юкс щодо корпусу  $4 + 4 = 8$  координатами, то  $W_{\phi} = 6 + 8 = 14$ . Маємо:  $\sigma = 52 - [6(9 - 0) - 4] = 2$ , у тому числі  $\sigma_a = 12 - (14 - 4) = 2$ ,  $\sigma_i = 40 - [6(9 - 0) - 14] = 0$ . Залишаються 2 зовнішні горизонтальні НЗ, про нешкідливість яких вже згадувалося.

Баланс рухомостей:  $6 \cdot 9 - 40 + 0 = 1 + 0 + 3 + 12 - 2$ ;  $14 = 14$ .

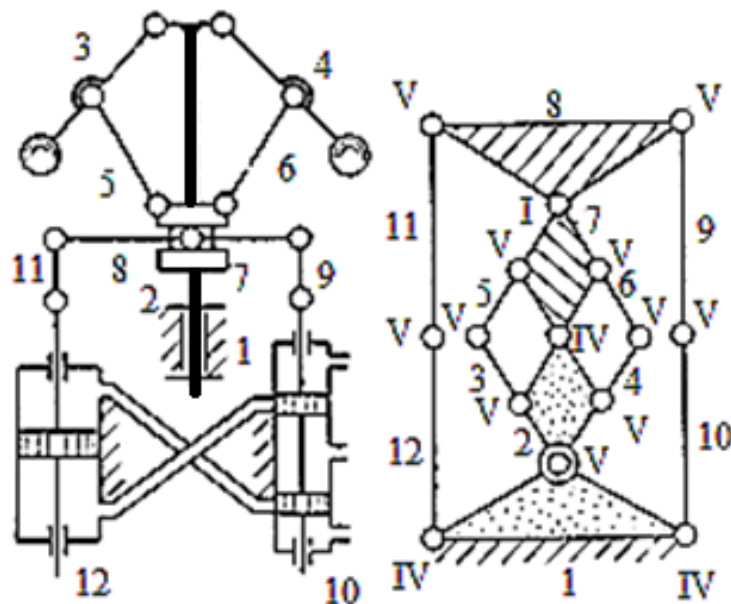
Далі дана схема одновісного причепа. Це триланковий механізм без станини ( $n = 3$ ,  $\xi = 0$ ),  $S = 3 \cdot 3 + 2 \cdot 5 = 19$ , у тому числі  $S_a = 3 \cdot 3 = 9$ ,  $S_i = 2 \cdot 5 = 10$ .



Тут  $W_{\phi} = 6 + 2 = 8$ , оскільки положення корпусу визначається 6, коліс щодо корпусу – 2 координатами.  $W_{роб} = 3 - 4 + 1 = 0$ , так як для робочого положення корпусу потрібно  $q_{роб} = 3$  координати, крім того  $S^{не} = 4$  і  $\sigma^{не} = 1$ , так як зовнішні з'єднання "покрішка-асфальт" накладають 4 неголономні зв'язки, одна з яких усувається поперечним переміщенням причепа. Маємо:  $\sigma = 19 - [6(3 - 0) - 0] = 1$ , у тому числі

$\sigma_a = 9 - (8 - 0) = 1$ ,  $\sigma_i = 10 - [6(3 - 0) - 8] = 0$ , тобто схема містить один нешкідливий НЗ. Баланс рухомостей:  $6 \cdot 3 = 0 + 19 - 1$ ;  $18 = 18$ .

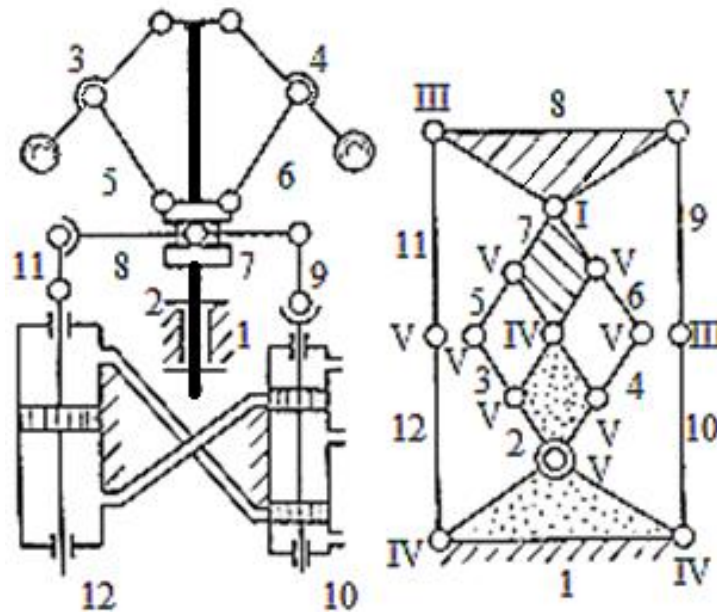
33. *Відцентровий регулятор швидкості*. Застосовується в системах автоматичного регулювання і є прикладом механізму з динамічними зв'язками. Як видно з кінематичної та структурної схем, маємо 12-ланковий 4-контурний механізм із двома динамічними зв'язками ( $d = 2$ ). Одна з них накладається на регулятор через силоне поле землі, інша динамічний сервозв'язок накладається рідиною, здійснюючи зворотний зв'язок.



У звичайному виконанні  $W = c + d = 1 + 2 = 3$  всі з'єднання механізму накладають 68 внутрішніх зв'язків, а т.я. у схемі 15 з'єднань, то  $f = 6 \cdot 15 - 68 = 22$  і тоді  $\sigma = W + 6k - f = 3 + 6 \cdot 4 - 22 = 5$ . Те саме отримаємо за формулою  $\sigma_i = S_i - [6(n - \xi) - W_\Phi] = 68 - [6(12 - 1) - 3] = 5$ . Механізм містить 5 внутрішніх зв'язків, що повторюються.

Якщо однорухливі пари 9-10 і 8-11 поршневого ланцюга замінити на трирухомі (нижня схема), то збережеться  $W = 3$ , при цьому  $S_i = 9 \cdot 5 + 3 \cdot 4 + 2 \cdot 3 + 1 \cdot 1 = 64$ ,  $f = 9 \cdot 1 + 3 \cdot 2 + 2 \cdot 3 + 1 \cdot 5 = 26$ ,

а  $\sigma = 3 + 4 \cdot 6 - 26 = 1$ , або  $\sigma_1 = 64 - [6(12 - 1) - 3] = 1$ . Один НЗ у механізмі регулятора збережеться.



Перевірка балансу рухомостей механізму:

$$6(n - \xi) + W_a = (c + b + d) + S - \sigma; \quad 6(12 - 1) = 1 + 0 + 2 + 64 - 1; \quad 66 = 66.$$

На закінчення глави відзначимо *найважливіші результати* вивчення *універсальної структурної теорії*:

1. Характер руху механізму та передача сил, його важливі експлуатаційні властивості суттєво залежать від зв'язків, що накладаються на ланки рухомими з'єднаннями. Вивчення зв'язків у всьому їхньому різноманітті є завданням величезної важливості.

2. Згідно з розширеним принципом утворення механізм повинен складатися з деякого числа ведучих ланцюгів і веденого ланцюга, який має наочні структурні властивості та є зручним об'єктом структурного синтезу, кінематичного та силового розрахунку.

3. Рухомі з'єднання створюються безпосереднім дотиком ланок та

зовнішніх твердих тіл, а також за допомогою твердих або деформованих проміжних елементів.

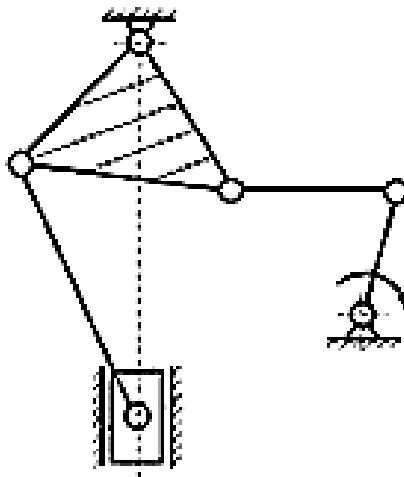
4. Велике значення при структурному аналізі будь-яких існуючих і проєктованих механізмів і особливо при виявленні надлишкових зв'язків мають універсальні структурні формули, які можуть бути перетворені для механізмів без станини та із зовнішніми зв'язками. Для перевірки структури складних механізмів потрібно користуватися зовнішньою структурною формулою та рівнянням балансу рухомостей.

Універсальна структурна теорія – це більш широкий погляд на побудову сучасного механізму, який збагачує механіку машин і пронизаний ідеєю необхідності тісного зв'язку теорії та практики.

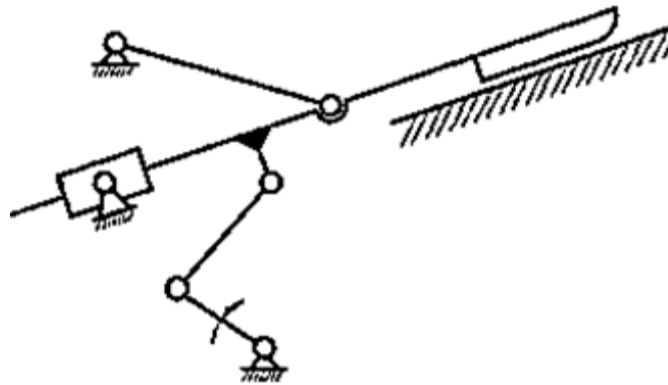
### Завдання

Для всіх завдань побудувати структурну схему механізму, визначити наявність і кількість надлишкових зв'язків, зменшити їхню кількість за рахунок зменшення класу кінематичних пар. В початковій схемі вважати усі кінематичні пари однорухомими (V класу).

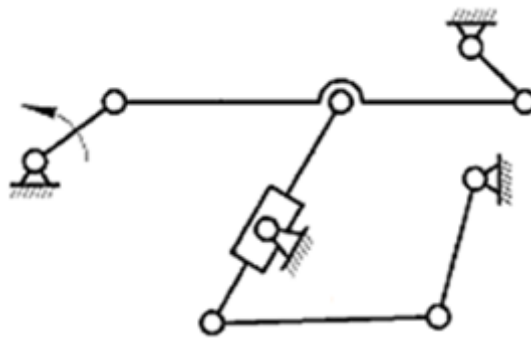
Завдання 1.



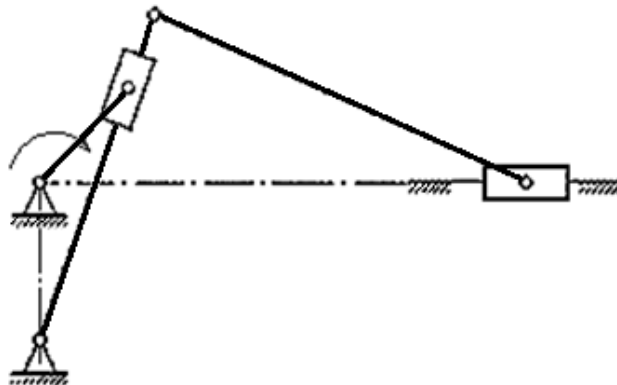
Завдання 2.



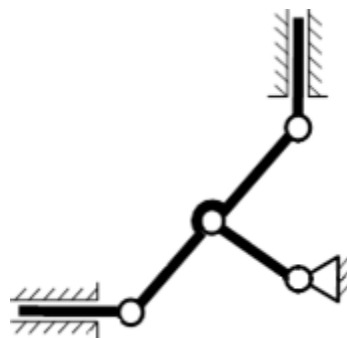
Завдання 3.



Завдання 4.



Завдання 5.



## Контрольні запитання до глави 2

1. Назвіть зв'язки, що зустрічаються у сучасних механізмах.
2. Вкажіть особливості кінематичних зв'язків – геометричних, неголономних, псевдокінематичних.
3. У чому специфічні особливості динамічних зв'язків? Чим відрізняється динамічний зв'язок від геометричного? За рахунок чого здійснюється динамічний зв'язок?
4. Як накладаються зовнішні зв'язки? Назвіть різновиди зовнішніх тіл.
5. Що називається надлишковим зв'язком (НЗ)?
6. До чого призводить наявність шкідливих НЗ у механізмі?
7. Дайте характеристику типів надлишкових зв'язків: у поверхнях дотику ланок, у розгалужених кінематичних з'єднаннях, у замкнутих кінематичних ланцюгах.
8. Що називається кінематичним з'єднанням?
9. Як розрізняють кінематичні з'єднання – за кількістю зв'язків (рухомостей), за типом проміжних елементів, за видом замикання?
10. Як здійснюються конструктивно одно- п'ятирухомі з'єднання за рахунок підшипників кочення?
11. У чому полягає розширений принцип утворення сучасних механізмів?
12. Дайте виведення структурної формули Грюблера.
13. У чому сенс застосування топології у структурній теорії – переваги й недоліки?
14. У чому полягає методика виявлення надлишкових зв'язків у плоских механізмах?



15. Як розкласти зв'язки на нормальні та тангенціальні?
16. Виведіть формулу Озолса для визначення числа надлишкових зв'язків плоского механізму, що не містить його рухомості.
17. Виведіть узагальнену формулу рухомості механізму, що містить зовнішні та динамічні зв'язки?
18. В чому сутність балансу рухомостей?

### **Г л а в а 3. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ОКРЕМИХ СТРИЖНЬОВИХ МЕХАНІЗМІВ ЗАХОПЛЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ**

Захватним (захоплювальним) пристроєм (захватом) називають робочий орган призначений для захоплення і утримання об'єкту маніпулювання. Сьогодні накоплений значний досвід дослідження і проектування різних схем і конструкцій захватів різного призначення. Доцільна подальша розробка та використання універсальних захватних пристроїв, які можуть утримувати різні об'єкти за розмірами, масою і конфігурацією. Захват стає більш гнучким та універсальним, якщо має можливість до затиску деталей значного діапазону розмірів та ваги без переналадки та заміни робочих елементів.

Механізми захватів роботів і маніпуляторів є окремими пристроями з індивідуальним приводом. Кінематичні схеми захватів не складні, мають невелику кількість рухомих ланок частіше з однорухомими кінематичними парами, переважно з однією рухомістю.

Паралелограмні вантажозахватні механізми мають підвищену

вантажопідйомність, а об'єктом маніпулювання є найчастіше деталі призматичної форми.

Багаточисельні дослідження різних схем і конструкцій захватів різного призначення дозволили напрацювати корисні рекомендації з проектування таких механізмів. Однак проектування схем механічних захватних пристроїв дуже рідко супроводжується структурним аналізом й синтезом механізму. Зазвичай конструктор обмежується обчислюванням числа ступенів свободи механізму, а найважливіший структурний параметр будь-якого механізму – повторювані зв'язки, залишаються не визначеними і не виконані дії щодо їх усунення.

Вибір кінематичної схеми захвата залежить від форми і розмірів об'єкту маніпулювання, вимог до точності позиціонування, ін. Часто використовують схеми з кулісою, що рухається поступально зі спареним механізмом, який забезпечує поступальний рух затискних елементів.

Схеми механізмів захоплювальних пристроїв мають змінну структуру з різними структурними параметрами, що змінюються на різних етапах роботи й тому їх 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 проводять двічі – до та після затиску об'єкта маніпулювання затискними елементами захвату. На етапі затискання накладаються зовнішні зв'язки, у тому числі і односторонні неутримуючі.

Структурний аналіз із визначенням НЗ виконують не за

кінематичною схемою, а побудованій на її основі структурною схемою, за схемами з використанням графів, теорії гвинта, табличним способом, методом матроїдів або матричним методом Девіса. Пласкою структурною схемою може бути зображений любий механізм, у тому числі й просторовий.

Надійність і ефективність маніпулятора часто залежить від того, наскільки вдало обрана схема і конструкція захоплюючого пристрою. Відомо, що дефекти структури механізмів визначаються закладеними в кінематичних ланцюгах локальними і структурними далі НЗ, а експлуатація механізмів з шкідливими надлишковими зв'язками нерідко роблять нездатним механізм до тривалої роботи без поломок. Наявність у механізмах НЗ вносить статичну невизначеність в схему захвата, а під час роботи машини породжує виникнення додаткових навантажень, що не викликані дією зовнішніх сил. Зборка механізмів з дефектами структури без примусу можлива тільки при високій точності виготовлення деталей і рухливих з'єднань, наявності регулювальних пристроїв. Рух механізму з дефектами структури можливий за наявності зазорів або за рахунок деформації ланок. При деформаціях, що викликані навантаженням, температурними умовами або похибками виготовлення, НЗ створюють значні додаткові зусилля в рухомих з'єднаннях, збільшують зношування й знижують коефіцієнт корисної дії. При неприпустимо великих деформаціях ці додаткові зусилля можуть виявитися настільки значними, що механізм заклинюється або руйнується. Механізм має більшу ефективність та експлуатаційну надійність, якщо він спроектований і виконаний без НЗ в кінематичних парах. Наявність шкідливих НЗ в схемі механізму і відсутність

самовстановлення неприпустимо, тому пошуки і усунення шкідливих НЗ має бути ще на стадії проектування першорядною турботою конструктора.

Механізми без НЗ мають суттєві переваги над іншими механізмами. У таких механізмах не виникають додаткові реакції, що не обумовлені дією зовнішнього технологічного навантаження, тобто вони статично визначені; вони не 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 й вищу надійність. Тому проектування й модернізація механізмів захватів необхідно здійснювати за схемами, які позбавлені шкідливих НЗ, що гарантує отримання більш ефективного й надійного механізму. Такі механізми ще називають самоустановлювальними.

Структурний аналіз механізмів захватів з виконанням поконтурного структурного аналізу механізму [8...12] вимагає відмови від традиційної структурної теорії ідеальних механізмів з внутрішніми зв'язками і застосування універсальної структурної теорії, побудови наочної структурної схеми, що полегшує пошук і усунення НЗ – найважливішого структурного критерію механізму.

Після аналізу, пошуку і усунення внутрішніх повторюваних зв'язків, необхідний аналіз схеми зі зміненою структурою, коли утворюється зовнішній незалежний контур між ланками механізму і затиснутим об'єктом маніпулювання. Усунення шкідливих повторюваних зв'язків у зовнішньому контурі можливі за рахунок

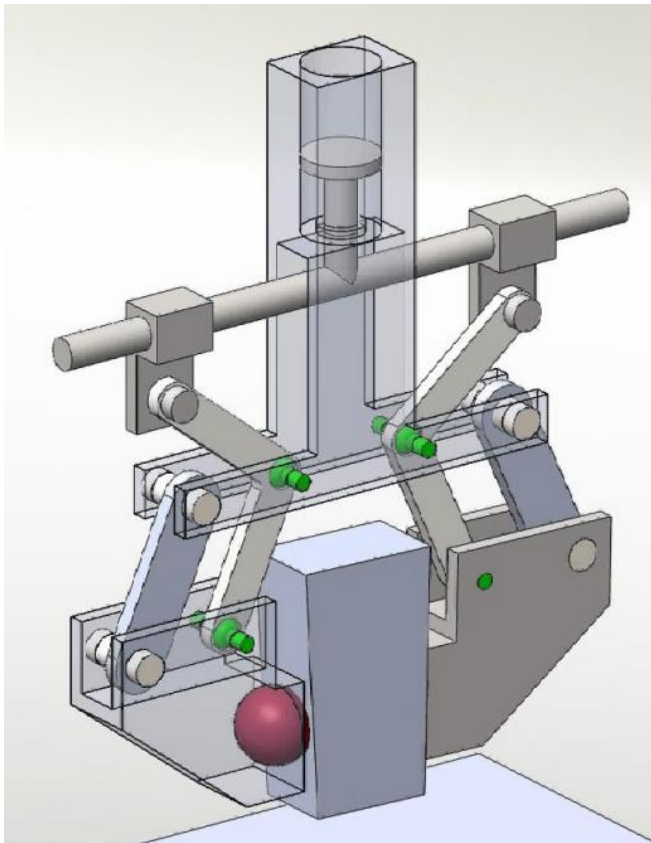
зниження класу зовнішніх кінематичних пар або введення розвантажувального з'єднання для компенсації перекосів поверхонь затискних елементів і об'єкта маніпулювання.

Механізми захватів містять зовнішні зв'язки та їх рухомість  $W$  розглядають дwoяко: ізольовано від зовнішніх сил, з якими ланки мають зовнішні зв'язки ( $W_{\phi}$ ), і в робочому стані, коли діють зовнішні зв'язки ( $W_{\text{роб}}$ ). Перший випадок відповідає стану механізму захвата до початку затиску об'єкта, другий – коли починається процес затиску об'єкта затискними елементами; потім структура механізму змінюється, затискні елементи з об'єктом утворюють як би одне ціле, відносний рух ланок захвата припиняється і далі рука маніпулятора починає виконувати свої функції.

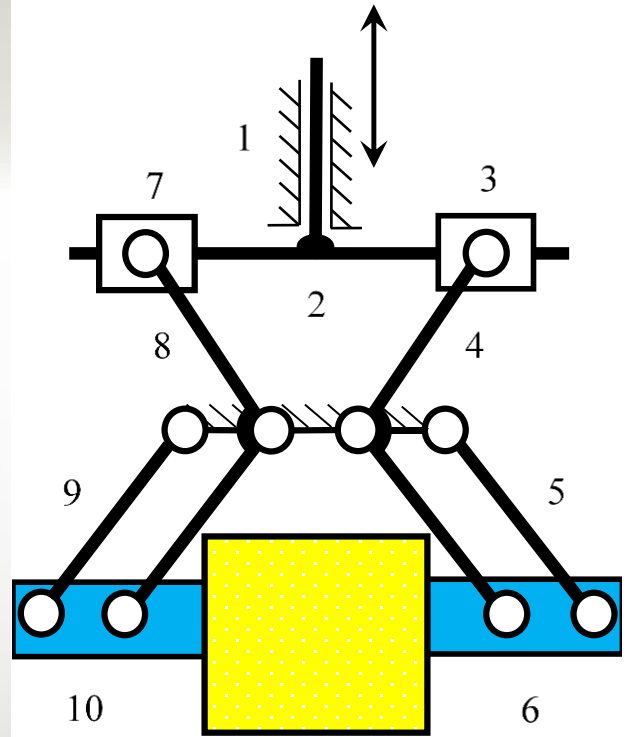
Тут нагадаємо позначення:  $n$  – число ланок механізму;  $p$  – загальне число з'єднань;  $k$  – число замкнутих змінюваних контурів у схемі;  $S_i, S_a, S$  – число внутрішніх, зовнішніх і загальне число накладених зв'язків;  $\sigma_i, \sigma_a, \sigma$  – число внутрішніх, зовнішніх і загальне число НЗ;  $f$  – загальне число рухомостей всіх з'єднань;  $W, W_{\phi}, W_{\text{роб}}$  – загальна, фактична і робоча рухомість механізму;  $W_a$  – число втрачених рухомостей зовнішніх тіл від дії зовнішніх зв'язків. На схемах арабськими цифрами позначені ланки, римськими – клас (число зв'язків) кінематичних пар.

### **§ 3.1. Спарений стрижньовий кулісний захоплювальний пристрій**

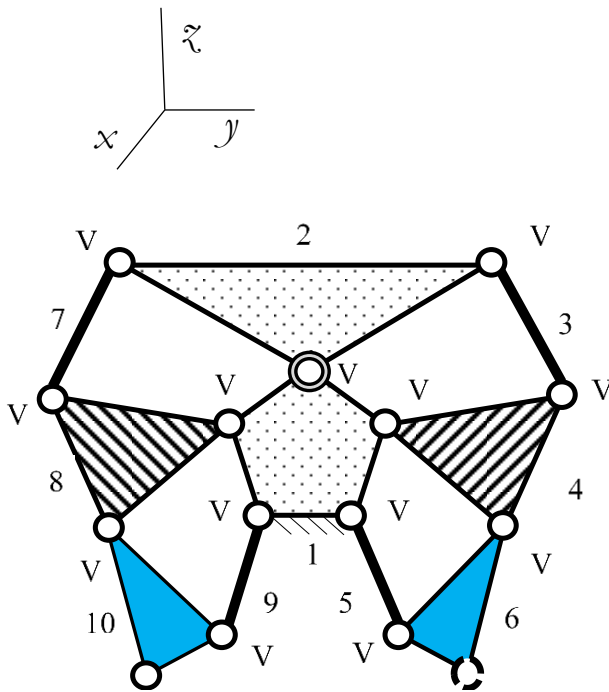
Нескладна схема однорухомого стрижньового кулісного механізму захвата (рис.26, *a, б*) використовується доволі часто в механізмах роботів. Такі захвати застосовують в маніпуляторах з підвищеною вантажопідйомністю. Куліса 1, що рухається поступально і



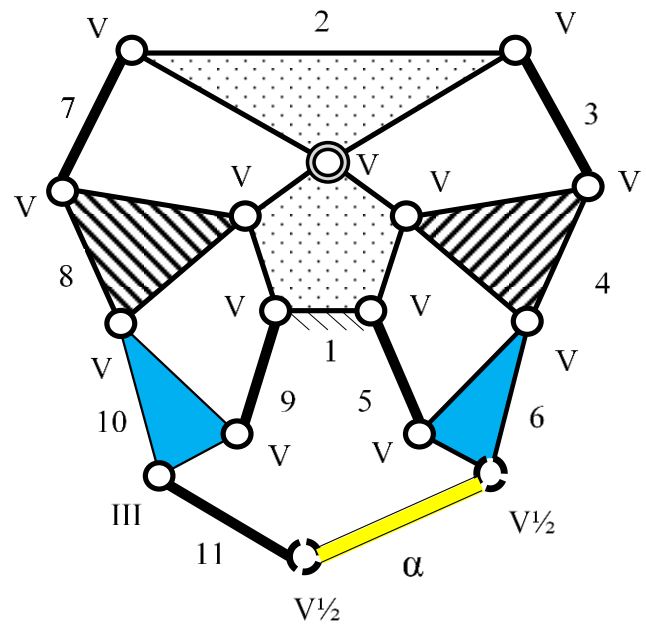
a)



б)



в)



г)

Рис. 26

прямолінійно симетрично впливає на поковзні 3, що шарнірно з'єднуються з коромислами 4, які виконані у вигляді ламаних важелів до яких шарнірно прикріплені шатуни 6 (затискні елементи).

Такі захватні пристрої відносять до центруючих, рух затискних елементів – плоскопаралельний за рахунок використання паралелограмного механізму. Без спеціального профілювання затискних елементів об'єктом маніпулювання є призматичні деталі або деталі коробчастої форми. У найбільш поширених механізмах захватів із паралельними та спареними механізмами зазвичай велика кількість повторюваних зв'язків у внутрішніх та зовнішніх контурах і змінна структура.

*Перший етап* – до затиску об'єкта маніпулювання (рис.26, в). Механізм складається з десяти ланок ( $n = 10$ ) зі станиною, чотирьох змінювальних контурів ( $k = 4$ ). Схема має 13 внутрішніх однорухомих з'єднань п'ятого класу ( $p_5 = 13$ ) при одній ступені свободи ( $W = 1$ ). Загальне число рухомостей всіх з'єднань  $f = p_5 = 13$ . За формулою (7), кількість надлишкових зв'язків складе  $\sigma = 1 + 6 \cdot 4 - 13 = 12$ , які, як видно зі схеми, при однакових контурах, розподіляються по 3 в кожному з них. У контурах 1-2-3-4 і 1-2-7-8 через неточності виготовлення при складанні останньої пари 2-3 «поковзень-напрямна» буде мати місце натяг трьох видів: поковзень не потрапить в напрямні через її перекося, перекося повзунного пальця, непаралельності осі шарнірів коромисла. У контурах паралелограмів 1-4-6-5 і 1-8-10-9 можлива непаралельність осей шарнірів викличе вигин коромисел і скручування шатуна, причому ці деформації не викликані дією технологічної сили.

Поліпшити схему і позбавити механізм всіх внутрішніх НЗ



можливо кількома конструктивно виправданими варіантами: замінивши 6 однорухомих пар 1-4, 3-4, 4-6, 1-8, 7-8, і 8-10 трирухомими сферичним ( $f = 7 \cdot 1 + 6 \cdot 3 = 25$ ,  $\sigma = 1 + 6 \cdot 4 - 25 = 0$ ); зменшити число сферичних шарнірів (як менш технологічних і дорожчих), виконавши пари 1-2, 2-3 і 2-7 дворухомими циліндричними поковзнями, а пари 3-4 і 7-8 залишити однорухомими шарнірами. Тоді при незмінній рухомості механізму, загальне число рухомостей всіх з'єднань складе  $f = 6 \cdot 1 + 3 \cdot 2 + 4 \cdot 3 = 24$ , а кількість НЗ в схемі буде мінімально:  $\sigma = 1 + 6 \cdot 4 - 24 = 1$ .

*Другий етап* – затиск об'єкта маніпулювання (рис.26, а, б, г). Після затиску об'єкту а в схемі утворюється ще один незалежний контур 1-5-6-а-10-9, а механізм втрачає робочу рухомість  $W_{\text{роб}} = 0$ . Якщо затискні елементи захвата пласкі, то кожен з них при затиску об'єкта накладає по  $5\frac{1}{2}$  зв'язків. З них  $2\frac{1}{2}$  геометричних, що дозволяють передати 2 моменти навколо осей  $z$  і  $x$  і одну *однобічну* силу вздовж вісі  $y$ . Тут обмеження переміщенню здійснюються тільки в одному напрямку (неутримуючий зв'язок), а рівняння зв'язку описуються нерівністю, тому і в'язь в структурних формулах повинна бути половинною. Крім цього, за наявності досить великого тертя між затискними елементами і об'єктом, зовнішні з'єднання накладають ще по 3 голономних фрикційних зв'язка, які здатні передати 2 сили вздовж осей  $z$  і  $x$  і момент навколо вісі  $y$ . Важливо відзначити, що зовнішні зв'язки діють тільки тоді, коли обидва затискні елементи притискають об'єкт.

Наявність у схемі крім внутрішніх зв'язків ще і зовнішніх потребують для аналізу застосування узагальненої структурної формули, що дозволяє встановити кількість у схемі внутрішніх і зовнішніх НЗ. Необхідні розрахунки ведемо за залежностями (19...21).

Якщо внутрішніх НЗ в схемі немає, то всі виявлені НЗ – зовнішні, тобто утворюються при затиску об'єкту. Формула (19)  $\sigma_a = S_a - [(W_\phi - W_{\text{роб}}) + W_a]$ , показує скільки зовнішніх зв'язків витрачається на зменшення рухливості ланок механізму (вираз в круглих дужках) і зовнішніх тіл. Після підстановки чисел отримаємо  $\sigma_a = 11 - [(1 - 0) + 6] = 4$ . Щоб усунути всі НЗ треба при затиску об'єкта затискними елементами накласти  $11 - 4 = 7$  зв'язків, але щоб тіло позбавити рухливості достатньо 6 зв'язків, а ще один зв'язок позбавляє основною і єдиною рухливості механізм в цілому  $W_{\text{роб}} = 0$ . Важливо зауважити, що в даному випадку зовнішній зв'язок, що позбавляє рухливості механізм і обмежує переміщення об'єкту  $\alpha$  уздовж осі  $y$ , є одним двостороннім зв'язком, тому досить накласти 6 зовнішніх зв'язків, щоб позбавити рухомості і механізм, і зовнішнє тіло. У формулі (19) такого роду зв'язок врахований двічі: як зменшувач рухомість механізму  $(W_\phi - W_{\text{роб}})$  і як обмежувач переміщення об'єкту  $W_a$ . Тому з загальної втрати рухомостей  $[(W_\phi - W_{\text{роб}}) + W_a]$  треба відняти число зв'язків, що зменшують одночасно рухливість зовнішнього тіла і основну рухливість механізму:

$$\sigma_a = S_a - [(W_\phi - W_{\text{роб}}) + W_a - S_{\text{ai}}], \quad (23)$$

де  $S_{\text{ai}}$  – число зовнішніх зв'язків які одночасно позбавляють рухливості зовнішнє тіло і усувають основну рухомість механізму.

Тепер формулу (21) загального числа НЗ можна представити у вигляді:

$$\sigma = S - \{[6(n - \xi) - W_{\text{роб}}] + W_a - S_{\text{ai}}\}. \quad (24)$$

Після підстановки чисел в формулу (23) отримаємо  $\sigma_a = 11 - [(1 - 0) + 6 - 1] = 5$ , тобто схема має не 4, а 5 НЗ, три з яких

утворюються при накладанні фрикційних голономних зв'язків, двічі обмежують передачу моменту навколо вісі  $y$  і передачу сил уздовж осей  $x$  і  $z$ . Кінематично було б достатньо, щоб зазначені фрикційні зв'язки накладав один затискний елемент захвата. Решта дві з виявлених зовнішніх НЗ вимагають суворого дотримання паралельності затискних елементів захвата і бічних поверхонь об'єкту у двох взаємно перпендикулярних площинах. Для усунення цих НЗ без зміни форми контактуючих поверхонь необхідно введення в схему розвантажувального з'єднання, здатного компенсувати перекося при затиску об'єкта. Таким з'єднанням може бути сферична пара 10-11. Після її введення непаралельність сторін заготовки буде компенсована самовстановленням. Усунення цих НЗ тим більше важливо, що їх дія, яка має імпульсний характер, багаторазово повторюється при затисканнях і породжує два реактивних моменти, які не викликані дією сил опору. На рис.26, *г* показана структурна схема механізму розглянутого захвата, позбавленого шкідливих НЗ. Після введення трирухомого розвантажувального з'єднання перед накладенням зовнішніх зв'язків  $W_{роб} = c + b + d = 1 + 3 + 0 = 4$ . Тут  $c = 1$  (основна рухомість);  $b = 3$ , так як ланка 11(сфера) механізму до накладення зовнішніх зв'язків мала 3 рухливості;  $d = 0$  – динамічних зв'язків в схемі нема.

Тепер отримаємо  $\sigma_a = 10 - [(4 - 0) + 6 - 1] = 1$ , тобто залишився один голономний зовнішній НЗ, дія якого не шкідлива. Його наявність підвищує вантажопідйомність механізму захвата. Покращена схема буде відрізнятися безсумнівними перевагами, її модель представлена на рис.26, *а*.

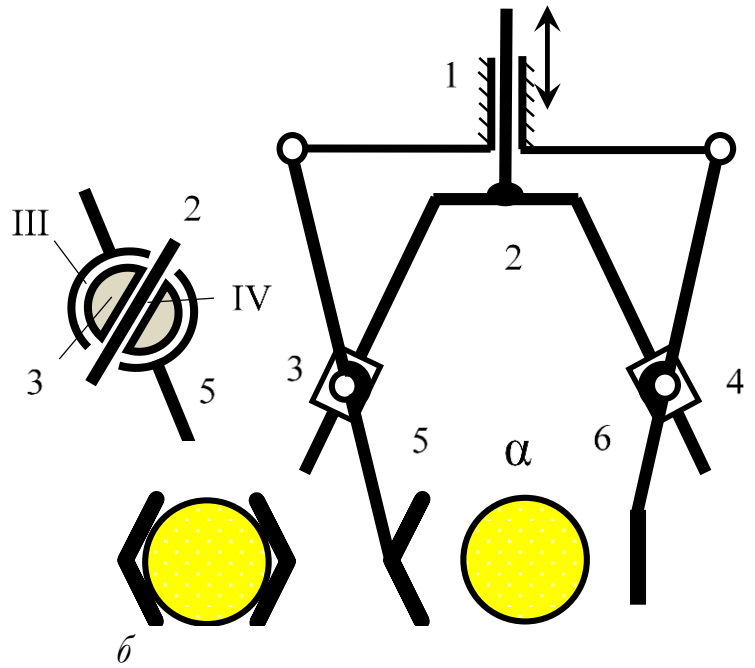
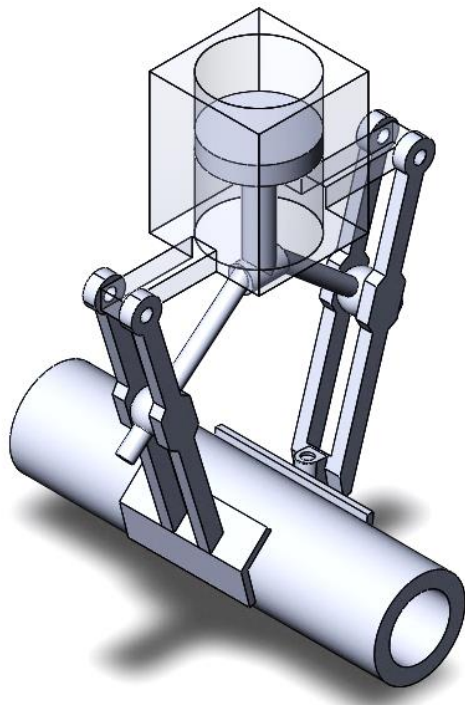
### § 3.2. Кулісний стрижньовий захоплювальний пристрій з V-подібною кулісою

Шестиланковий механізм захвата з V-подібною кулісою що рухається поступально (рис.27, а, б), використовують для затиску плоских і циліндричних деталей плоскими або профільними затискними елементами. Похилі напрямні куліси 2, що рухається поступально, через пару повзунів 3 і 4 впливають на коромисла 5 і 6, що несуть затискні елементи.

*Перший етап* – до затиску об'єкту затискними елементами (рис.27, б, в). Схема має п'ять рухомих ланок  $n - 1 = 5$ , два симетричних контури  $k = 2$ , сім внутрішніх однорухомих з'єднань  $p_5 = 7$ , одну ступінь свободи  $W = 1$ ,  $n = 6$ .

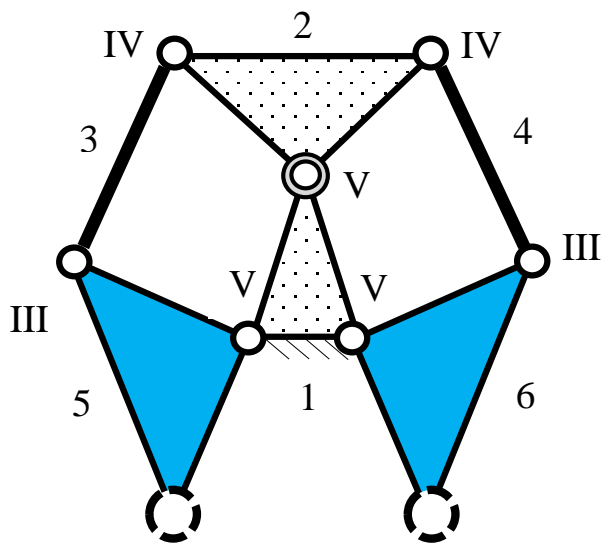
За формулою (7), де загальне число рухливостей всіх з'єднань складе  $f = 7 \cdot 1 = 7$ , знайдемо  $\sigma = 1 + 6 \cdot 2 - 7 = 6$  надлишкових зв'язків, які, як видно зі схеми, при однакових контурах, розподіляються по 3 у кожному. У контурах 1-2-3-5 і 1-2-4-6 через неточності виготовлення при складанні останньої пари 2-3 (2-4) «повзун-куліса» буде мати місце натяг трьох видів: повзун не потрапить в напрямні через перекосячі напрямної, перекосячі повзункового пальця, непаралельності осі шарнірів шатуна.

Позбавитися більшості внутрішніх НЗ можливо заміною однорухливих з'єднань 1-2, 3-2, 4-2, 3-6 та 4-6 з кулісою на дворухливі циліндричні з'єднання, при цьому у вузлах сполуки повзунів замість  $(5 + 5) = 10$  зв'язків залишиться  $(4 + 4) = 8$ , загальна рухливість всіх кінематичних пар складе  $f = 2 \cdot 1 + 5 \cdot 2 = 12$ , кількість внутрішніх НЗ складе  $\sigma = 1 + 6 \cdot 2 - 12 = 1$ . Можливі інші рішення.

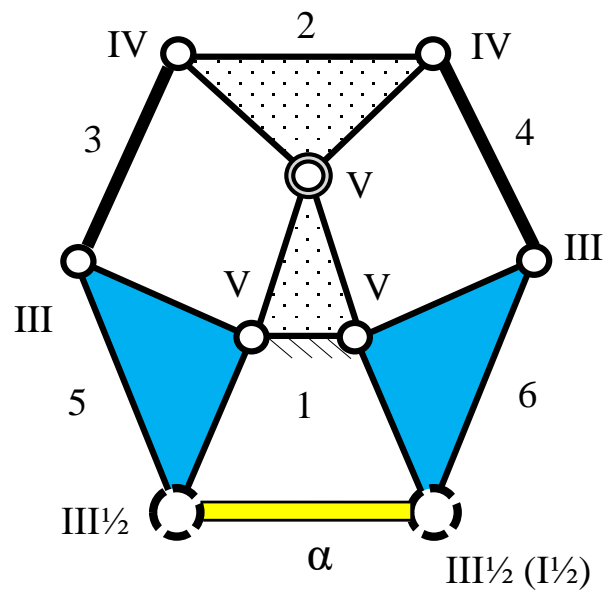


a)

б)



в)



г)

Рис. 27

Другий етап – затиск об'єкту (рис.27, а, з). Затиск деталі а утворює ще один незалежний контур 1-б-а-5, а механізм стає нерухомим  $W_{\text{роб}} = 0$ .

Якщо затискні елементи захвата виконані у вигляді двох призм (рис.27, а, вузол ліворуч), то кожна з них при затиску накладає по  $3\frac{1}{2}$  зв'язки: геометричні двосторонні – вздовж вертикальної вісі, навколо поперечної та поздовжній осей і один однобічний неутримуючий, рівняння якого описуються нерівністю.

Тертям між затискними елементами і об'єктом зовнішні з'єднання накладають ще два голономних фрикційних зв'язки, які здатні передати силу і момент вздовж та навколо поздовжньої вісі.

Фактична рухомість механізму, який позбавлений дії зовнішніх зв'язків до затискання,  $W_{\text{ф}} = 1$ ,  $W_{\text{а}} = 6$ , тому що об'єкт рухомість втратив повністю,  $S_{\text{аі}} = 1$  – зв'язок, який одночасно позбавив єдиної рухомості механізм та наклав обмеження на зовнішнє тіло. Тоді за залежністю (23) зовнішній контур має  $\sigma_{\text{а}} = (3,5 \cdot 2 + 2) - [(1 - 0) + 6 - 1] = 3$  НЗ. Якщо базування виконане по одній з призм, то інша утворить натяг по вертикальній вісі та два реактивних натяги навколо вертикальній та поперечної вісі. Зменшити кількість зовнішніх НЗ можливо зміною форми контактуючих поверхонь затискного елемента. Якщо один із затискних елементів виконати плоским (рис.27, б), то пара б-а замість  $3\frac{1}{2}$  накладе тільки  $1\frac{1}{2}$  зв'язки, загальне число зовнішніх зв'язків зменшиться до  $S_{\text{а}} = (3,5 + 1,5) + 2 = 7$ , а число зовнішніх НЗ – до однієї:  $\sigma_{\text{а}} = 7 - [(1 - 0) + 6 - 1] = 1$ , залишиться можлива непаралельність вісі зовнішнього тіла та плоского затискного елемента. Цей НЗ може бути ліквідований введенням в схему розвантажувального з'єднання, здатного компенсувати цю непаралельність.

### § 3.3. Центральний кривошипно-повзунковий захоплювальний пристрій з ведучим повзунком

Десятиланковий стрижньовий механізм захвату (рис. 28) побудований на основі спареного паралелограмного кривошипно-повзункового механізму з ведучим повзунком. Ведучий повзун 1 впливає на шатуни 2 і 6, що з'єднані коромислами 3 і 7 зі станиною 0. На продовженні шатунів парнірно закріплені ланки 4 і 8, що містять затискні елементи захвата. Додані діади 4-5 та 8-9 утворюють паралелограм і забезпечують плоскопаралельний рух затискних елементів захвату.

Кінематичний синтез механізму має бути виконаний таким чином, що траєкторія точок на кінцях шатунів 2 і 6 на певній ділянці руху описує пряму лінію, а шатуни 4 й 8 здійснюють прямолінійний рух.

*Перший етап* – до затиску об'єкту. Одношарова симетрична складна напіввідкрита з чотирма базовими ланками структурна схема механізму (рис.28, а, б) складається з дев'яти рухомих ланок ( $n - 1 = 9$ ), тринадцяти внутрішніх однорухомих з'єднань  $p_5 = 13$  і чотирьох контурів  $k = 4$  (четвертого класу). Перевірка за основною геометричною залежністю  $p = n + k - 1$  ( $13 = 10 + 4 - 1$ ) свідчить про правильність побудови структурної схеми.

Основна рухомість плаского механізму може бути порахована за відомою формулою Грюблера (1)  $W = 3 \cdot 9 - 2 \cdot 13 - 0 = 1$ , дворухомих (IV класу) пласких пар в схемі нема  $p_4 = 0$ . В схемі всі 13 пар однорухомі (ведуча пара 0–1 має другу рухомість у площині, перпендикулярній площині схеми, тому у площині схеми ця пара є парою V класу), і тому число ступенів свободи механізму дорівнює 1.

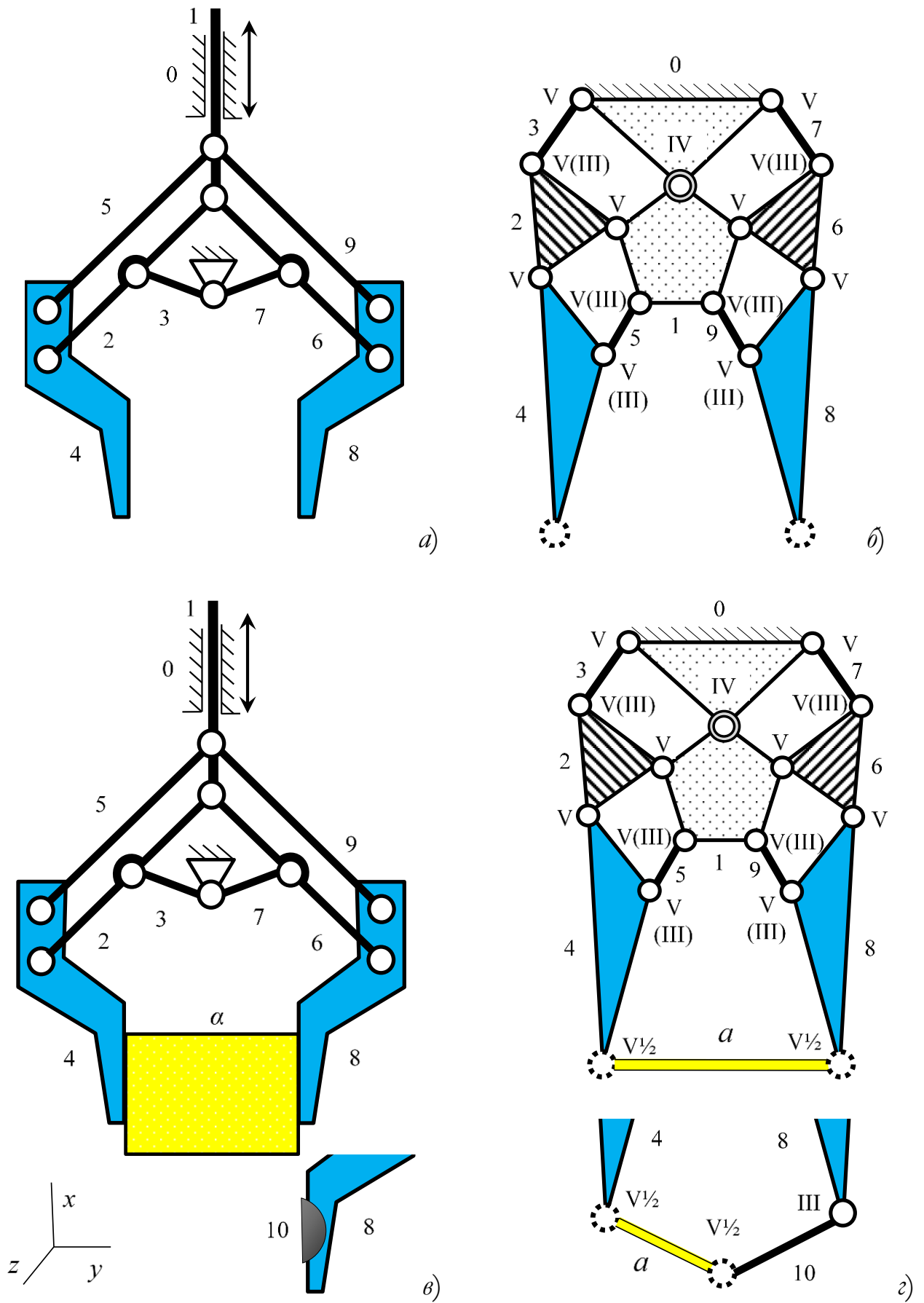


Рис. 28



Загальне число НЗ за визначимо формулою (7), де загальне число рухливостей усіх з'єднань складе  $f = 12 \cdot 1 + 1 \cdot 2 = 14$ , а  $\sigma = 1 + 6 \cdot 4 - 14 = 11$ . У симетричних і топологічно однакових чотирьох контурах утворюються по три НЗ. Загальна для обох контурів оберտальна рухомість самовстановлення ведучого повзуна, що використовується при збиранні в одному контурі (наприклад, 0-1-2-3) і зменшує кількість НЗ, вже не може бути використана для самовстановлення в іншому (0-1-6-7). Тому в одному контурі (0-1-2-3) утворюються два НЗ, а в іншому (0-1-6-7) – три.

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

Ефективним способом зменшення кількості НЗ є зниження класу кінематичних пар. На рис. 28, б в дужках представлені рекомендовані для заміни класів кінематичних пар, які дозволять зменшити кількість НЗ у внутрішніх контурах. Сполуки шатунів 3 і 7 з коромислами 2 і 6, а також обидві пари шатунів 5 і 9 виконані сферичними шарнірами III класу. Місцева рухливість ланок 4 і 8 за очевидними причинами не може бути дозволена встановленням сферичних кінцевих шарнірів. Тоді загальна рухомість всіх пар складе  $f = 6 \cdot 1 + 1 \cdot 2 + 6 \cdot 3 = 26$ , з'являться дві місцеві рухливості – обертання шатунів 5 і 9 навколо своїх поздовжніх осей, які додадуться до основної рухомості, а кількість внутрішніх НЗ за формулою (7) складе  $\sigma = (1 + 2) + 6 \cdot 4 - 26 = 1$ , тобто залишиться один НЗ загальний для контурів 0-1-6-7 та 0-1-2-3.

*Другий етап* – об'єкт затиснутий (рис. 28, в, г). Структура механізму змінилася і накладені зовнішні зв'язки. Оскільки механізми захватів завжди мають зовнішні зв'язки, то згідно універсальній структурній теорії розглядати їх потрібно з двох позицій. По-перше, в ізоляції від зовнішніх тіл, з якими він має зовнішні зв'язки (ізольовано від об'єкта маніпулювання); по-друге, в робочому стані, коли діють зовнішні зв'язки (об'єкт затиснутий).

Після затиску об'єкта  $a$  в схемі утворюється ще один контур 1-5-4- $a$ -8-9, а механізм і зовнішнє тіло повністю втрачають рухомість  $W_p = 0$ . При плоских затискних елементах та достатнього тертя між ними і об'єктом захвату останній не може рухатися відносно механізму, тому вважаємо, що у зовнішніх парах 4- $a$  і  $a$ -8 за цих умов утворюються з'єднання VI класу, які 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.

Кількість зовнішніх НЗ за залежністю (19):  $\sigma_a = 12 - [(1 - 0) + 6] = 5$ . Три НЗ утворюються під час накладання фрикційних голономних зв'язків, двічі обмежують передачу моменту навколо осі  $y$  і передачу сил уздовж осей  $x$  і  $z$ . Кінематично було б достатньо, щоб зазначені фрикційні зв'язки накладав один затискний елемент захвата. Решта два з виявлених зовнішніх НЗ вимагають суворого дотримання паралельності поверхонь затискних елементів захвата і бічних поверхонь деталі в двох взаємно перпендикулярних площинах. Для їх усунення без зміни форми контактуючих поверхонь необхідне введення в схему розвантажувального з'єднання, здатного компенсувати перекося при затиску об'єкта. Таким з'єднанням може бути сферична пара 10–8

(рис.28, в, знизу праворуч). Після її введення можлива непаралельність сторін об'єкту буде компенсована самовстановленням. Усунення цих НЗ особливо важливе, бо їх дія багаторазово повторюється при затисканнях і породжує два додаткових реактивних моменти, виникнення яких не обумовлена дією сил затиску.

На рис. 28, з показана структурна схема механізму розглянутого захвата, яка позбавлена шкідливих НЗ. Після введення трирухомого розвантажувального з'єднання перед накладенням зовнішніх зв'язків фактична рухомість складе  $W_{\phi} = 1 + 3 = 4$ ; тут додаються три місцевих рухливості ланки 10. Тепер отримаємо  $\sigma_a = 12 - [(4 - 0) + 6] = 2$ , тобто залишаються два голономних зовнішніх НЗ, що подвійно обмежують переміщення об'єкта затискання за двома координатами у площині  $xOy$ . Їх дія зменшує питомий тиск у зоні контакту та підвищує вантажопідйомність механізму захвата, тому вони не шкідливі.

Захватний пристрій, виконаний за пропонованою схемою, де кількість внутрішніх та зовнішніх повторюваних зв'язків мінімальне, безумовно має більш високі експлуатаційні показники.

### **§ 3.4. Центральний прямолінійно-напрямний кривошипно-повзунковий захоплювальний пристрій з ведучим кривошипом**

Спочатку проведемо структурний аналіз простого кривошипно-повзункового механізму прихвату, що лежить в основі більш складного захватного пристрою, що розглядається нижче.

Схема складається з трьох рухомих ланок 1, 2, 3 й нерухомої стійки 0 (рис. 29) і у стані до притиску ланки 2 до стійки 0 має чотири однорухомих з'єднання.

Кількість внутрішніх НЗ знайдемо за формулою (7): у цьому одноконтурному механізмі ( $k = 1$ ) рухомість  $W = 1$ , загальне число рухливостей усіх з'єднань складе  $f = 4 \cdot 1 = 4$ , а  $\sigma = 1 + 6 \cdot 1 - 4 = 3$ .

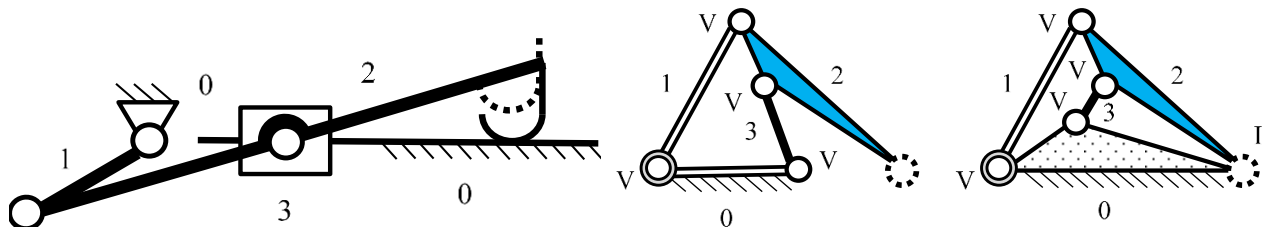


Рис. 29

В стані притиску шатуна 2 до стійкі 0 в схемі утворюється ще один контур 0-2-3, а рухомість механізму зникає ( $W = 0$ ). Якщо контакт у парі 0-2 точковий, то це з'єднання можна прийняти п'ятирухомим, а замикання пари силовим. Число рухливостей усіх з'єднань стане  $f = 4 \cdot 1 + 1 \cdot 5 = 9$ , а кількість НЗ у такому двоконтурному механізмі не зміниться:  $\sigma = 0 + 6 \cdot 2 - 9 = 3$  і всі вони залишаться в контурі 0-1-2-3. Якщо контакт в парі 0-2 буде пласким, а з'єднання трирухомим, то відповідно збільшенню накладених зв'язків збільшиться й кількість НЗ.

Структурний аналіз хватного пристрою (рис. 30), побудованого на основі вище розглянутого механізму, виконаємо також у два етапи.

Одинадцятиланковий важільний механізм захвату побудований на основі спареного центрального паралелограмного кривошипно-повзункового механізму з ведучими кривошипами. Ведучий кривошип 1, що нерухомо закріплений на зубчастому колесі приводить до руху інше зубчасте колесо із нерухомо закріпленим кривошипом 6 таким чином, що кривошипи 1 і 6 обертаються з однаковою швидкістю у протилежних напрямках. Кривошипи впливають на подовжені шатуни 2 і 7, що з'єднані з повзунами 3 і 8 та затискними елементами захвату 5 і

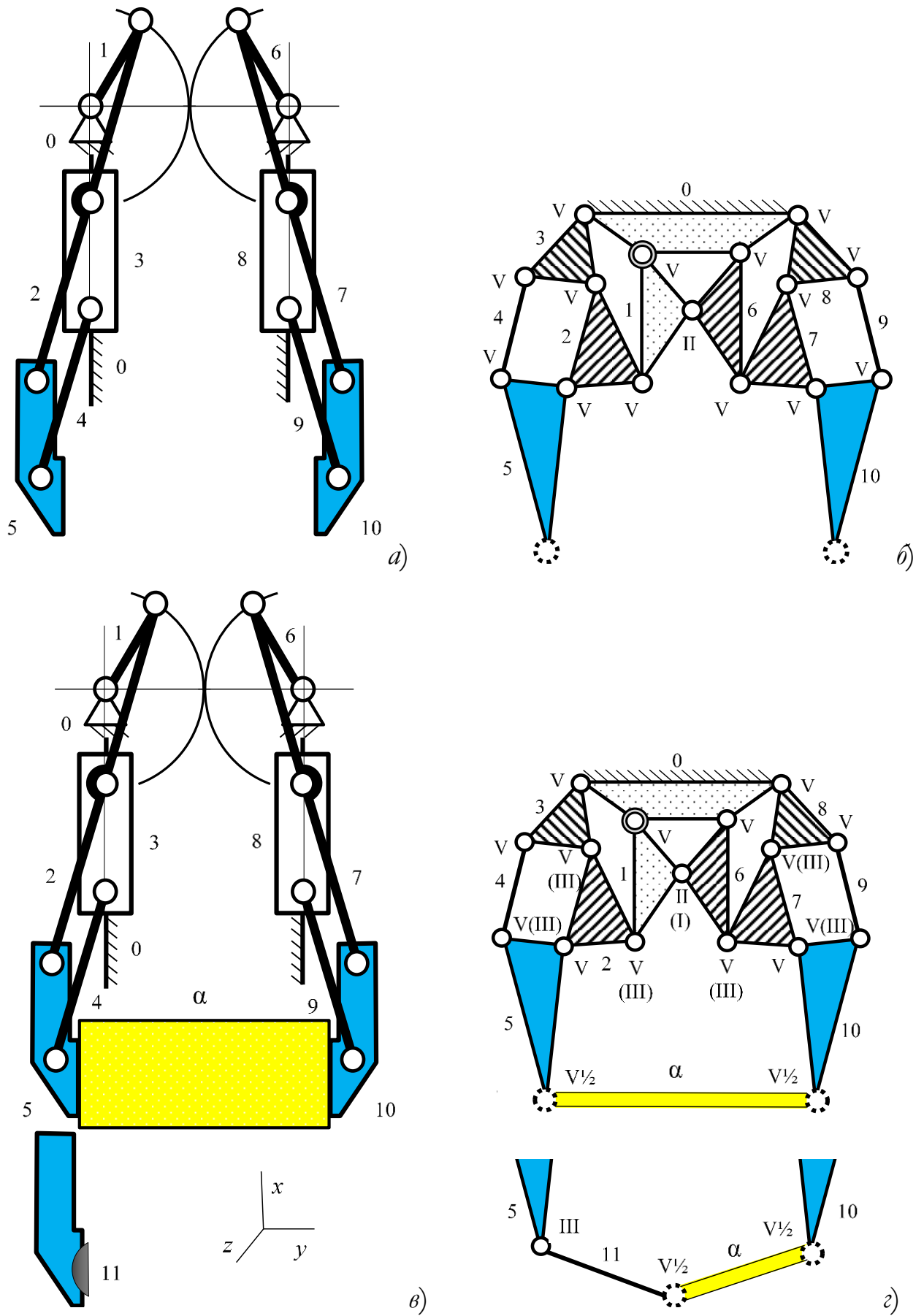


Рис. 30

10. Повзуни 3 і 8 переміщуються в напрямних станини 0. Ланки 4 та 9 утворюють паралелограми, тому рух затискних елементів захвату має плоскопаралельний характер.

*Перший етап* – об'єкт маніпулювання не затиснутий. Складна симетрична одношарова напіввідкрита з сімома базовими ланками структурна схема механізму (рис. 30, 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  $p = n + k - 1$  ( $15 = 10 + 5 - 1$ ).

Число ступенів свободи визначимо формулою  $W = c + b + d$ , 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 (7) число НЗ складе  $\sigma = 1 + 6 \cdot 5 - 18 = 13$ . 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 перекіс 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 в зчленуваннях.

Зменшення кількості НЗ може бути досягнуте збільшенням рухливостей кінематичних пар. На структурній схемі (рис.30, з) у дужках 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 кривошипями 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  $\sigma = 1 + 6 \cdot 5 - 31 = 0$ .

*Другий етап* – об'єкт маніпулювання затиснутий. Структура механізму змінилася (рис. 30, в, з) 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 розглянемо два стани механізму: ізолювано від об'єкту маніпулювання і в робочому стані, коли об'єкт затиснутий.

Для підрахунку кількості зовнішніх НЗ у механізмі із зовнішніми й неутримуючими в'язями використовуємо скореговану зовнішню структурну формулу (24). Після затиску об'єкту маніпулювання  $\alpha$  механізм і зовнішнє тіло повністю втрачають рухомість  $W_p = 0$  і в схемі

утворюється ще один незалежний контур 1-2-5- $\alpha$ -10-7-6. Якщо затискні елементи плоскі, а тертя між ними й об'єктом захвату достатнє і він не може рухатися відносно механізму, то у зовнішніх парах 5- $\alpha$  і 10- $\alpha$  за цих умов накладаються в'язі  $V^{1/2}$  класу, де одна геометрична в'язь здійснює однобічне обмеження руху вздовж вісі  $y$ . Ще дві геометричні в'язі дозволяють передати 2 моменти навколо осей  $\xi$  і  $x$ , та три голономних фрикційних в'язі, що передають 2 сили вздовж осей  $\xi$  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 складе  $\sigma_a = 11 - [(1 - 0) + 6 - 1] = 5$ , з них три НЗ обмежують передачу сил уздовж осей  $x$  і  $\xi$  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. 30, *в*, ліворуч), після введення якої її самовстановлення компенсує можливу непаралельність бічних сторін об'єкту.

Структурна схема механізму захвата, яка позбавлена шкідливих НЗ представлена на рис. 30, *г*. 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  $\sigma_a = 12 - [(4 - 0) + 6] = 2$ , а залишені два голономних зовнішніх НЗ, що подвійно обмежують переміщення об'єкта затиску за двома координатами у площині  $xOy$ , не шкідливі – зменшують питомий тиск контакту та підвищують вантажопідйомність механізму захвата.

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

Можливо, якщо дозволяє технологія, використання адаптивних конструкцій затискних елементів з накладками або м'яких захватів, що у зовнішньому контурі накладають динамічні зв'язки, які зменшують або виключають утворення НЗ. Такого роду динамічні зв'язки не можуть бути застосовані у внутрішніх контурах механізму, де необхідна обов'язкова однозначність положень і швидкостей ланок, яка може бути забезпечена тільки твердими ланками.

Насамкінець слід зазначити, що заснована на розширеному принципі утворення механізму О. Озолса методика визначення НЗ у сучасних механізмах, досить наочно проілюстрована у цьому посібнику схемами конкретних механізмів із внутрішніми та зовнішніми зв'язками і має допомогти студентам будувати схеми самовстановлюваних механізмів або механізмів з виправданою статичною невизначеністю.

Крім способів виявлення НЗ за допомогою універсальних структурних формул і структурних схем, використаних у посібнику, існують інші: за схемою з використанням графів, теорії гвинта, табличним способом або методом матроїдів. Відомий спосіб відображення механізму з геометричними зв'язками безліччю невільних

точок, рівняння зв'язків яких, породжених рухомими сполуками, їх взаємодія та аналіз зручні для виявлення НЗ.

Необхідно підкреслити, що побудова самовстановлюваних механізмів без оцінки допусків, податливості ланок і зазорів у з'єднаннях не повністю розкриває властивості структури механізму, яка може виявитися нестійкою.

Не можна не відзначити, що найважливіші характеристики пар і з'єднань – зв'язки, які мають важливу роль структурної теорії, останніми роками отримали розвиток. У приладобудуванні при створенні мікроманіпуляторів знайшли застосування вібродвигуни, що містять керовані кінематичні пари, де зміна числа умов зв'язку – клас пари – досягається за рахунок керуючої дії сили тертя в парі або застосуванням регулювальних електромагнітних сил за допомогою магнітов'язких рідин. Це механізми з керованою структурою.

## Перелік використаної та рекомендованої 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. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
4. О. Ozols. Mehanismu un Masinu Teorija. – Riga. Zvaigzne, 1974. – 420 с.
5. Кожевніков С. М. Основания структурного синтеза механизмов. - К.: Наукова думка, 1979. – 232 с.
6. Теорія механізмів і машин. Частина 1: навчальний посібник / Укл. В. В. Пирогов, Г. Б. Філімоніхін, Ю. А. Невдаха. – Кропивницький: ЦНТУ, 2017. – 88 с.
7. В. В. Бурлака, С. І. Кучеренко, Д. І. Мазоренко, Л. М. Тищенко. Основи теорії механізмів і машин. Курс лекцій. Підручник – Харків: ХНТУСГ, 2009. – 340 с.
8. Pogrebnyak R. P. Structural analysis and rational design parallelogram arm gripping device. Theory and practice steel industry. - 2015. - № 1/2. - С. 123–125.
9. 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.

10. Погребняк Р. П. Повторювані зв'язки у схемах стрижньового повзунно-шатуного механізму захоплювального пристрою. Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. - 2018. - № 4 (76). - С. 81–88. doi.org/10.15802/stp2018/140547

11. Погребняк Р.П. Пошук й усунення повторюваних зв'язків у схемі напрямного кривошипно-повзункового механізму захоплювального пристрою /Р.П. Погребняк, М.Р. Погребняк // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – 2020. - № 3 (87). – С. 129-137. doi.org/10.15802/stp2020/208233.

12. 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

Навчальне видання

**Погребняк Родіон Петрович**

**Структура механізмів**

навчальний посібник

Друкується в авторській редакції

Відповідальний за випуск *О. Д. Давидов*

Комп'ютерна верстка *Р. П. Погребняк*

Оформлення згідно зі стандартами книговидавництва *Т. О. Данилевич*

Підписано до друку 10.01.2024 р. Формат 60x84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Папір офсетний. Друк цифровий. Ум.-друк. арк. 9,75. Обл.-вид. арк. 9,07. Наклад 20 прим. Зам. № 2

Видавництво «Журфонд»  
м. Дніпро, пр. Д. Яворницького, 60  
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру  
ДК № 684 від 21.11.2001 р.

Віддруковано ПП Вахмістров О. Є.  
49000, м. Дніпро, вул. Писаржевського, 18

**Погребняк Родіон**

П 43 **Структура механізмів**, навчальний посібник. Навчальне видання  
– Дніпро: Журфонд, 2024. – 156 стор.

ISBN 978-966-934-520-2

У навчальному посібнику викладені теоретичні основи класичної та універсальної структурної теорії механізмів, яка має в основі вчення про в'язи та розширений принцип утворення механізмів, відмову від твердоелементної теорії механізмів, зміщення акцентів від визначення числа ступенів свободи до визначення числа надлишкових зв'язків, що характеризують надійність і економічність механізму вже на стадії проектування схеми.

УДК 621.01 (076.5)