

**МІНІСТЕРСТВО ВНУТРІШНІХ СПРАВ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ВНУТРІШНІХ СПРАВ
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ ЛЬОТНИЙ КОЛЕДЖ**

Циклова комісія природничих дисциплін

ТЕКСТ ЛЕКЦІЇ

**з навчальної дисципліни «Теорія машин і механізмів»
обов'язкових компонент
освітньо-професійної програми
першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
Технічне обслуговування та ремонт повітряних суден і авіадвигунів**

за темою - Структура та класифікація механізмів

Харків 2022

ЗАТВЕРДЖЕНО

Науково-методичною радою
Харківського національного
університету внутрішніх справ
Протокол від 30.08.2022 № 8

СХВАЛЕНО

Методичною радою Кременчуцького
льотного коледжу Харківського
національного університету
внутрішніх справ
Протокол від 22.08.2022 № 1

ПОГОДЖЕНО

Секцією науково-методичної ради
ХНУВС з технічних дисциплін
Протокол від 29.08.2022 № 8

Розглянуто на засіданні циклової комісії природничих дисциплін, протокол від
10.08.2022 № 1

Розробник: викладач циклової комісії природничих дисциплін, спеціаліст
вищої категорії, Сіора А.С.

Рецензенти:

1. Завідувач відділення фахової підготовки навчального відділу КЛК ХНУВС,
старший викладач циклової комісії технічного обслуговування авіаційної
техніки КЛК ХНУВС, к.т.н., спеціаліст вищої категорії, викладач-методист
Владов С.І
2. Доцент кафедри автомобілів і тракторів Кременчуцького національного
університету імені Михайла Остроградського, к.т.н., доцент Черниш А.А.

План лекції

1. Ланки та кінематичні пари. Класифікація кінематичних пар. Кінематичні ланцюги. Основні види механізмів та їх структурні схеми. Структурні формули кінематичних ланцюгів. Структурна класифікація плоских механізмів. Основний принцип створення механізмів.

Рекомендована література:

Основна

1. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин: Підручник . - К.: Наукова думка, 2002. - 660 с. ISBN 966-00-0740-X
2. Кореняко О. С. Теорія механізмів і машин: Навчальний посібник / За ред. Афанасьєва М. К.-К.:Вища школа,1987 .-206 с.
3. Бучинський М.Я., Горик О.В., Чернявський А.М., Яхін С.В. Основи творення машин/ За редакцією О.В. Горика, – Харків : Вид-во «НТМТ», 2017. — 448 с. : 52 іл. ISBN 978-966-2989-39-7
4. Кіницький Я. Т. Практикум з ТММ: Навчальний посібник, Львів: Афіша, 2002. - 165 с.

Додаткова

5. Соколенко А.І., Українець А.І., Шевченко О.Ю., та ін.. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування, навчальний посібник, 2005, К.: Люксар. – 112с.

Інформаційні ресурси

6. <http://mashinoved.ua>
7. <http://li.ro/go?www./optimi-zation>
8. <http://tmm-umk.bmstu.ua>

Текст лекції

1. Ланки та кінематичні пари. Класифікація кінематичних пар. Кінематичні ланцюги. Основні види механізмів та їх структурні схеми. Структурні формули кінематичних ланцюгів. Структурна класифікація плоских механізмів. Основний принцип створення механізмів.

Усі механізми та машини складаються з окремих деталей. Нагадаємо, деталь - це виріб, виготовлений без застосування складальних операцій, як правило, з цілого шматка матеріалу (або з окремих частин зварюванням), тому не може бути розібрана на простіші без руйнування.

Під час роботи машини існують деталі, які рухаються як одне ціле відносно інших деталей. Тому в ТММ має місце таке поняття, як ланка.

Одна деталь або сукупність декількох деталей, які утворюють одну жорстку систему тіл і не мають рухів одне відносно іншого, представляють собою ланку. Отже, кожна ланка може складатись з однієї або декількох деталей, що утворюють нерухомі з'єднання. Найчастіше трапляється таке визначення ланки. *Тверді тіла, з яких складається механізм, називаються ланками.* При цьому маються на увазі як абсолютно тверді, так і деформівні та

гнучкі тіла. Рідини та гази в ТММ ланками не вважаються. Для прикладу розглянемо шатун двигуна внутрішнього згоряння (рис. 1.1, а, б, ланка 2). Це одна ланка, яка є сукупністю декількох деталей (рис. 1.1, в: тіло шатуна 1, втулка 2, вкладки 3, 4, рознімна головка 5, болти 6, гайки, контргайки, шайби, шплінти - 7), з'єднаних в одну геометричну незмінну систему. Оскільки всі ці деталі не мають між собою відносних рухів, утворюють одну жорстку систему тіл, і рухаються як одне ціле, то всі вони представляють собою одну ланку.

Ланки механізму рухомо з'єднані між собою. *Рухоме з'єднання двох ланок, що дотикаються, називають кінематичною парою.*

Точки, лінії, поверхні ланки, якими вона стикається (з'єднується) з іншою ланкою, утворюючи кінематичну пару, називають *елементами кінематичної пари*. Кінематична пара при взаємодії елементів допускає відносний рух ланок.

Для того, щоб елементи кінематичної пари перебували у постійному дотику (ланки в механізмі повинні бути постійно з'єднані між собою), пара повинна бути замкнена.

За характером замикання кінематичні пари поділяють на пари з *силовим* (за рахунок сил ваги, пружності, тиску рідини, газу і т.ін.) та *геометричним* (за рахунок конструктивних форм ланки) замиканням.

Класифікація кінематичних пар. За характером з'єднання ланок кінематичні пари поділяють на дві групи: нижчі та вищі. До *нижчих* відносяться пари, у яких ланки стикаються по поверхні, а до *вищих* - якщо елементами кінематичної пари є тільки лінії або точки. При цьому лінійний або точковий контакт розуміють як початковий – при дотиканні ланок без зусиль, а під навантаженням ланки, які утворюють вищу пару, будуть дотикатись по деякій дійсній поверхні, яка називається плямою контакту.

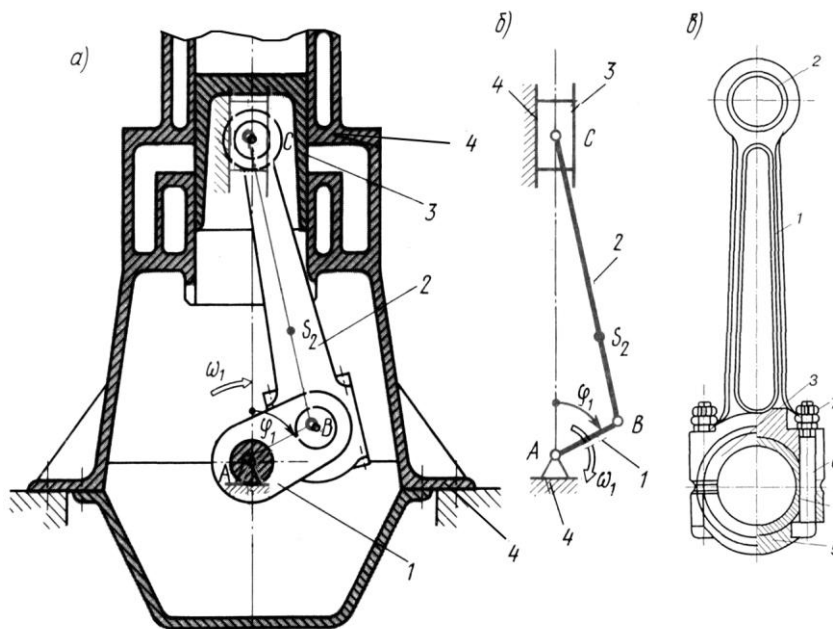


Рис. 1.1

Кінематичні пари класифікують за числом (S) умов зв'язку (обмежень), які накладає пара на рух однієї ланки відносно іншої, рідше - за числом (H) ступенів вільності у відносному русі ланок. Число ступенів вільності у

відносному русі ланок визначає вид пари за рухомістю. Розрізняють кінематичні пари одно-, дво-, три-, чотири- і п'ятирухомі.

Числом ступенів вільності механічної системи називають число незалежних її можливих переміщень.

У загальному випадку для абсолютно твердого тіла, що вільно рухається в просторі, число ступенів вільності дорівнює шести. Рух такого тіла можна уявити як обертання навколо та ковзання вздовж трьох довільно взятих взаємно перпендикулярних координатних осей (незалежно і одночасно). При плоскому русі тіло матиме три ступені вільності.

Отже, вільне в просторі тіло має шість ступенів вільності, тобто $H=6$. Це означає, що на рух вільного тіла не накладено ніяких обмежень.

Як вже було сказано, в механізмі вільних (не зв'язаних між собою) ланок немає. Кінематичні пари накладають обмеження на рух ланок, "змушують" їх рухатись певним чином, виконувати потрібні, задані рухи. Або, інакше, для того, щоб ланка механізму рухалась певним чином, її рух необхідно обмежити кінематичною парою.

Входження ланки в кінематичну пару з іншою ланкою накладає на їх відносний рух певні обмеження - умови зв'язку (в'язі) S .

Очевидно, що число цих умов зв'язку не може бути більшим п'яти, інакше кінематична пара стане жорстким з'єднанням двох ланок, тобто вони утворять одну ланку. Так само не може бути кінематичної пари, яка не накладає жодного зв'язку, бо при цьому матимемо дві вільні ланки.

Отже, число S умов зв'язку, що накладають кінематичні пари на відносний рух ланок, може змінюватися в межах від 1 до 5, тобто $1 \leq S \leq 5$. Число ступенів вільності ланки, що входить до кінематичної пари, дорівнює $H=6-S$.

Клас кінематичної пари визначається числом умов зв'язку; його можна знайти з рівності $S = 6 - H$.

Номер класу пари збігається з числом S умов зв'язку. Оскільки число умов зв'язку може змінюватися в межах від 1 до 5, то число класів кінематичних пар дорівнює п'яти.

На рис. 1.2 наведено основні види кінематичних пар, їх схеми та умовне позначення згідно з рекомендаціями міжнародних стандартів, стосовно структурних та кінематичних схем. Відзначимо, що тут наведено принципове зображення кінематичних пар, а конструктивні виконання можуть бути різними.

Найбільше застосування в механізмах машин, приладах та інших пристроях отримали обертові кінематичні пари V класу.

Обертова пара (рис. 1.2, а) – однорухома, допускає лише один відносний обертовий рух однієї ланки навколо іншої, тобто число ступенів вільності $H=1$; на відносний рух ланки накладено $S=6-H=5$ умов зв'язку (в'язей). Отже, це кінематична пара п'ятого класу. Елементи обертової пари – це циліндричні поверхні (ланки 1 та 2 дотикаються по циліндричній поверхні); нижча пара замкнена геометрично.

Поступальна пара (рис. 1.2, б) – однорухома, допускає лише прямолінійний поступальний відносний рух ланок, тобто $H=1$ $S=5$; отже, це

кінематична пара V класу, нижча, з геометричним замиканням. Відомим прикладом конструктивного виконання такої кінематичної пари є пара поршень - циліндр двигуна внутрішнього згоряння, поршневої помпи, компресора і т.ін.

Відзначимо, що кінематичні пари V класу трапляються в трьох варіантах. Крім названих, обертової та поступальної, до V класу відносять також кінематичну пару гвинт – гайка (рис. 1.2, в), оскільки одна ланка відносно іншої має тільки один незалежний рух (обертання навколо і поступальний рух вздовж осі гвинта взаємопов'язані між собою).

IV клас. *Циліндрична пара* (рис. 1.2, г) – дворухома кінематична пара, допускає незалежні обертовий та поступальний відносні рухи ланок, тобто $H=2$, а $S=4$, отже, це IV клас пари. Пара нижча (ланки дотикаються по циліндричній поверхні) з геометричним замиканням.

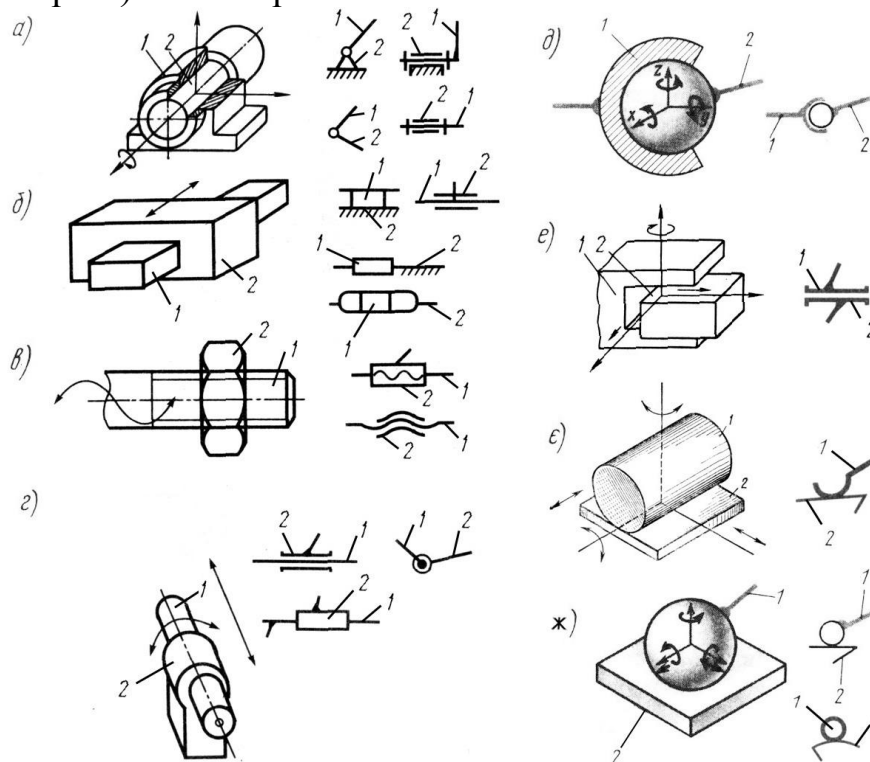


Рис. 1.2

III клас. *Сферична пара* (кульовий шарнір, рис. 1.2, д), *площинна пара* (рис. 1.2, е) – трирухомі кінематичні пари. Рух однієї ланки відносно іншої зводиться до трьох незалежних відносних рухів (показано стрілками); $H=3$, $S=3$, тобто пари III класу; пари нижчі, з геометричним замиканням.

II клас. *Лінійна пара*. Наведена варіантом “циліндр-площина” (рис. 1.2, г). Чотирирухома кінематична пара; можливі незалежні відносні рухи ланок (обертові та поступальні) показані стрілками; тобто $H = 4$, $S = 2$, II клас. Це вища пара, тому що контакт елементів ланок лінійний.

I клас. *Точкова пара* (рис. 1.2, ж). П'ятирухома кінематична пара, що являє собою кулю 1, яка перекочується з ковзанням по площині 2. Куля може здійснювати п'ять простих незалежних рухів; $H=5$, а $S = 1$. Рух кулі відносно площини може бути розкладений на три обертові рухи навколо осей x , y , z та ковзання вздовж двох осей x , y . Рух кулі вздовж вертикальної осі неможливий, тому що до низу він обмежений площиною, а при русі в протилежному

напрямку порушується дотик ланок і кінематична пара перестане існувати. В даній кінематичній парі має бути передбачене силове замикання. Пара – вища, оскільки ланки дотикаються у точці. Зазначимо, в загальному випадку пари I класу одержують при лінійному дотику двох поверхонь, а II класу – при точковому.

Як бачимо, щоб визначити клас кінематичної пари, треба одну з ланок умовно прийняти за нерухому, зв'язати з нею просторову систему координат та порахувати можливі незалежні рухи іншої ланки, H (або порахувати накладені умови зв'язку, тобто обмеження на можливі прості рухи ланки, S). Клас кінематичної пари знаходимо з рівності $S = 6 - H$.

Відмітимо, що в плоских механізмах можуть бути лише кінематичні пари IV та V класів.

Відзначимо, що перевагою нижчих кінематичних пар, у порівнянні з вищими, є можливість передачі великих зусиль. Дія сил у нижчих парах розподіляється на більшу площу, у зв'язку з чим питомий тиск і стирання суттєво менші. Такі кінематичні пари є технологічнішими. Перевагою вищих пар є можливість відтворення самих найрізноманітніших законів руху вихідної ланки та зменшення тертя при застосуванні кінематичних з'єднань.

Кінематичні з'єднання. Необхідно відмітити, що відносна рухомість ланок, що з'єднуються, може бути забезпечена також кінематичними з'єднаннями. Кінематичні з'єднання є аналогами кінематичних пар. Кінематичний ланцюг, що конструктивно замінює у механізмі кінематичну пару, називається *кінематичним з'єднанням*. Кінематичне з'єднання може складатися з декількох ланок та кінематичних пар, але тільки дві ланки з'єднання можуть бути з'єднані з іншими ланками механізму.

Прикладами кінематичних з'єднань можуть бути кулькова вальниця, кульково-гвинтові передачі, роликові напрямні та інші (замінюють, відповідно, обертові, гвинтові та поступальні кінематичні пари). Застосування кінематичних з'єднань замість кінематичних пар дозволяє зменшити втрати на тертя, підвищити тримкість, спростити технологію виготовлення.

Структурні та кінематичні схеми механізмів. При зображенні механізму на кресленні, розрізняють його *структурну* схему із застосуванням умовних позначень ланок і кінематичних пар (без дотримання масштабу) і *кінематичну* схему, яка є його кінематичною моделлю.

Структурна схема містить загальну інформацію про механізм: про кількість ланок та кінематичних пар, послідовність, способи з'єднання ланок та види можливих рухів.

Кінематична схема механізму будується у вибраному масштабі з точним дотриманням всіх розмірів і форм, від яких залежить рух тієї чи іншої ланки. На кінематичній схемі повинно бути вказане все, що є необхідним для вивчення руху. Все зайве, що не впливає на рух, має бути вилучене, щоб не ускладнювати креслення.

На схемах ланки позначають арабськими цифрами $0, 1, 2, 3, \dots$, а кінематичні пари і різні точки ланок (наприклад, центри ваг) – латинськими літерами $A, B, C, S_2 \dots$ (рис. 1.1, б).

Ланки розрізняють за конструктивними ознаками (корпус двигуна, колінчастий вал, шатун, поршень, зубчасте колесо і т.п.), але в ТММ найчастіше – залежно від характеру їхнього відносного руху. Наприклад: *кривошип* - ланка механізму, яка здійснює повний оберт навколо нерухомої осі (рис. 1.1, ланка 1); *коромисло* - ланка, яка здійснює коливальний рух; *повзун* - ланка, що здійснює поступальний прямолінійний рух (3); *шатун* - ланка важільного механізму, що здійснює плоскопаралельний рух (2); *куліса* - рухома ланка, яка є напрямною повзуна.

У кожному механізмі є одна нерухома ланка (або ланка, що приймається за нерухому) та одна чи декілька рухомих ланок. Нерухому ланку механізму називають *стояком*. Наприклад, у механізмі двигуна внутрішнього згоряння – блок двигуна, картер, головка циліндрів, циліндри, вальниці колінчастого вала і т.ін. утворюють в сукупності одну нерухому ланку – стояк (рис. 1.1, ланка 4). Стояк на схемі механізму позначають штриховкою. Поняття нерухомої ланки для транспортних машин умовне. *Стояк* – це ланка, відносно якої визначають рух усіх інших ланок механізму.

Згідно з визначенням, у будь-якому механізмі є ланка (або декілька), рух якої є заданим. Ланка, якій задається рух, що перетворюється у потрібні рухи інших ланок називається *вхідною*. На схемах її позначають дугою зі стрілкою (рис. 1.1, ланка 1). В деяких випадках застосовують терміни – *ведуча* ланка, *початкова* ланка. Якщо ланці приписується одна чи декілька узагальнених координат, то вона називається початковою. Ведуча ланка – ланка для якої елементарна робота зовнішніх сил, прикладених до неї, є додатна; якщо робота від’ємна або дорівнює нулю – ведена. Ланка механізму, яка здійснює потрібний рух, для виконання якого призначено механізм, називається *вихідною*. Переважно у механізмі одна вхідна й одна вихідна ланки (механізм з одним ступенем вільності). Інші рухомі ланки – з’єднувальні, або проміжні. Вхідній ланці механізму з одним ступенем вільності переважно присвоюють номер 1, а вихідній номер n , проміжним ланкам порядкові номери: 2, 3, ..., $n-1$. Вхідна ланка отримує рух від двигуна, а вихідна з’єднується з робочим органом машини.

Кінематичним ланцюгом називають сукупність ланок, з’єднаних між собою кінематичними парами.

Отже, в основі кожного механізму лежить кінематичний ланцюг. Але при цьому не кожний кінематичний ланцюг є механізмом. Кінематичний ланцюг - це будь-яке з’єднання ланок кінематичними парами. Механізм, призначений для отримання певних, наперед заданих рухів. Тільки той кінематичний ланцюг буде механізмом, ланки якого здійснюють доцільні рухи, що слідує з інженерних, виробничих потреб, для виконання яких сконструйовано механізм. Тобто, ланки в механізмі з’єднуються не будь-яким чином, а за певними правилами.

Кінематичні ланцюги бувають: простими і складними, замкненими і незамкненими, плоскими і просторовими.

У *простому* ланцюзі кожна ланка входить в одну або дві кінематичні пари (рис. 1.3, *а*). Якщо хоча б одна ланка входить більше як до двох кінематичних пар, то такий ланцюг називається *складним* (рис. 1.10, *б, в, г*).

Прості та складні кінематичні ланцюги, в свою чергу, поділяються на замкнені і незамкнені. *Незамкненим* називається ланцюг, у якого є ланка, що входить лише в одну кінематичну пару (рис. 1.4, *ж*). *Замкненим* називається ланцюг, кожна ланка якого входить не менш як у дві кінематичні пари (рис. 1.3, *а*). У замкненому ланцюзі ланки утворюють один або декілька контурів.

Плоским називають ланцюг, всі точки якого описують плоскі траєкторії або траєкторії, що лежать в одній чи паралельних площинах (рис. 1.3, *а*). *Просторовим* називають ланцюг, у якого точки ланок описують просторові траєкторії або траєкторії, розташовані в пересічних площинах (рис. 1.4).

Основні види механізмів та їх структурні схеми

Механізми поділяють, в першу чергу, на механізми з *нижчими* парами та механізми з *вищими* парами. Крім того, всі механізми можна поділити на плоскі та просторові (визначення плоских та просторових механізмів аналогічне до визначення плоских та просторових кінематичних ланцюгів).

Найпоширеніші механізми з нижчими парами - важільні, клинові та гвинтові; з вищими парами - кулачкові, зубчасті, фрикційні, мальтійські та храпові (заскочкові). Нижче наведено приклади основних механізмів (їх схем), що застосовують у різних машинах.

Важільні механізми – це механізми, в яких ланки утворюють лише обертові, поступальні, циліндричні або сферичні кінематичні пари.

Плоскі важільні механізми (механізми, які мають тільки обертові та поступальні пари). Ці механізми знайшли широке застосування в машино- та приладобудуванні завдяки можливості забезпечення потрібного перетворення руху при простоті геометричної форми ланок та елементів кінематичних пар. Перевагами таких механізмів є висока технологічність виготовлення, можливість виконання шарнірних з'єднань на вальницях котіння, здатність передавати відносно великі зусилля, довговічність та надійність у роботі.

Кривошипно-повзунний механізм (рис. 1.1) - один із найпоширеніших, застосовується в поршневих машинах (двигунах внутрішнього згоряння, компресорах, помпах), у кувальних машинах та пресах, лісопилних рамах, приладах і т.ін. Цей механізм служить для перетворення обертового руху кривошипа 1 в поступальний рух повзуна 3, чи навпаки (ланка 2 – шатун, ланка 4 – стояк).

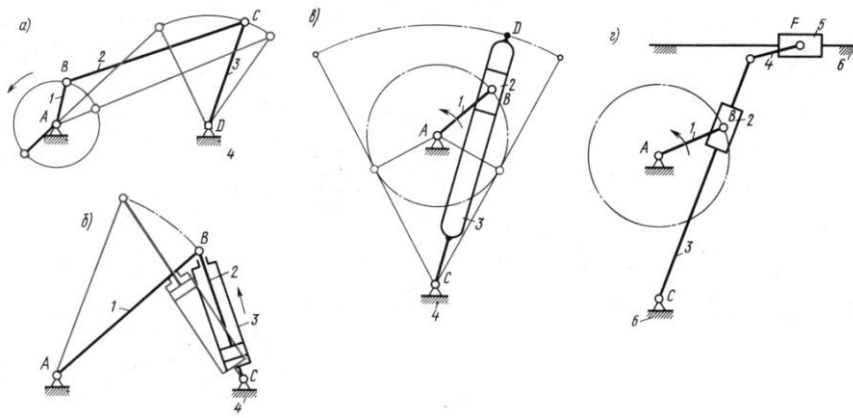


Рис. 1.3

Зазначимо, що в назвах низки механізмів відображені їх конструктивні ознаки та назви (характер руху) вхідної і вихідної ланок. Механізми, які мають тільки обертові пари, називають *шарнірними*.

Шарнірний чотириланковик (ланки з'єднані лише обертовими парами) служить для перетворення одного виду обертового руху в інший. В залежності від розмірів ланок може бути кривошипно-коромисловим, двокривошипним або двокоромисловим механізмом; застосовується у пресах та кувальних машинах, конвеєрах, прокатних станах, порталних кранах, у приводі коліс тепловозів, електровозів, вагових механізмів і т.ін. На рис. 1.3, а ланка 1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – коромисло, 4 – стояк (випадок кривошипно-коромислового механізму).

Кулісний механізм призначений для перетворення одного виду неперервного обертового руху ланки 1 – кривошипа в інший, ланки 3 – куліси (рис. 1.3, в), або обертового руху в поступальний – ланки 5 – повзуна (рис. 1.3, з). Ланка 2 – повзун, який в кулісних механізмах називається кулісним каменем. Особливістю кулісних механізмів є прискорений зворотній хід куліси. Такі чотири- та шестиланкові кулісні механізми застосовують у стругальних і довбальних верстатах, поршневих помпах та компресорах, гідроприводах (куліса з каменем являє собою циліндр 3 з поршнем зі штоком 2, рис. 1.3, б) і т.ін. В кулісному механізмі, залежно від розмірів ланок, куліса може виконувати коливальний, обертовий рух або рухатись поступально.

Відмітимо, що в сучасному машинобудуванні найширше застосовують плоскі механізми. Механізми зі складними структурно-кінематичними схемами в більшості випадків, за основну перетворювальну рух частину мають один з розглянутих вище типів механізмів.

Просторові механізми з нижчими парами. Просторові важільні механізми в багатьох випадках забезпечують виконання потрібного виду руху точніше та меншим числом ланок порівняно з плоскими механізмами, тобто дозволяють уникнути застосування складних структурних схем: забезпечують передачу руху між осями, довільно розміщеними в просторі.

Просторовий шарнірний чотириланковик (рис. 1.4, а – модель, б – схема): 1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – коромисло, 4 – стояк; просторовий кривошипно-повзунний механізм (рис. 1.4, в, з) 1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – повзун, 4 –

стояк; механізм універсального шарніра (шарніра Гука, або карданної передачі рис. 1.4, *д, е*). Цей механізм призначений для передачі обертового руху між валами, осі яких перетинаються, при цьому кут між ними може змінюватися під час руху. Особливістю механізму є те, що при обертанні вхідного вала (вилки) *1* зі сталою кутовою швидкістю вихідний вал (вилка) *3* буде обертатися нерівномірно, при чому, чим більший кут між осями, тим більша нерівномірність обертання (ланка *2* – хрестовина). На рис. 1.4, *ж* наведена структурна схема механізму маніпулятора промислового робота (ланки *1-6* – рухомі, *0* – стояк, *F* – захват).

Приклади механізмів (плоских і просторових) з *вищими парами*. Найширше застосування в машинах та приладах знаходять *зубчасті механізми*. Найпростіша зубчаста передача складається зі стояка та двох рухомих коліс, на ободі яких розміщені зубці. Зубці коліс входять по чергову у зачеплення між собою та завдяки взаємодії забезпечують передачу обертового руху. В зубчастій передачі розрізняють зовнішнє, внутрішнє та рейкове зачеплення (рис. 1.5, *а, б, в*). Менше з двох спряжених коліс називають шестірнею *1*, більше – колесом *2* (або частковий випадок – рейка). За взаємним розміщенням осей коліс зубчасті передачі бувають:

- з паралельними осями (рис. 1.5, *а, б*, циліндричні передачі);
- з осями які перетинаються (рис. 1.5, *г*, конічні передачі);
- з мимобіжними осями (рис. 1.5, *д, е, є*, відповідно гвинтові, черв'ячні та гіпоїдні передачі).

У *кулачкових* (плоских та просторових) механізмах вища пара утворена ланками, що називаються кулачок (шайба змінної кривини профілю) *1* і штовхач *2* (рис. 1.6, *а*), або кулачок та коромисло *2* (рис. 1.6, *б*). Потрібний закон руху забезпечується відповідним профілем кулачка.

Найважливішою позитивною властивістю кулачкових механізмів є можливість отримувати різноманітніші закони руху вихідної ланки, у тому числі із зупинками; простота методів синтезу.

Зазначимо, що у курсі ТММ детальніше вивчаються три основні типи механізмів: плоскі важільні, зубчасті, кулачкові механізми.

У *фрикційному* механізмі передача обертового руху здійснюється за допомогою сил тертя. Найпростіша циліндрична фрикційна передача складається зі стояка та двох циліндричних коліс *1, 2*, які робочими поверхнями притиснуті настільки, що сила тертя, яка виникає між ними, дає змогу їм передавати рух (рис. 1.7, *а*). Однією із важливіших переваг фрикційних передач є можливість плавного безступінчастого регулювання передатного відношення. Лобова фрикційна передача (рис. 1.7, *б*), в якій ролик *1* може встановлюватися на різних відстанях від осі обертання ланки *2*,

забезпечує плавну зміну кутової швидкості і напрямку обертання вихідної ланки.

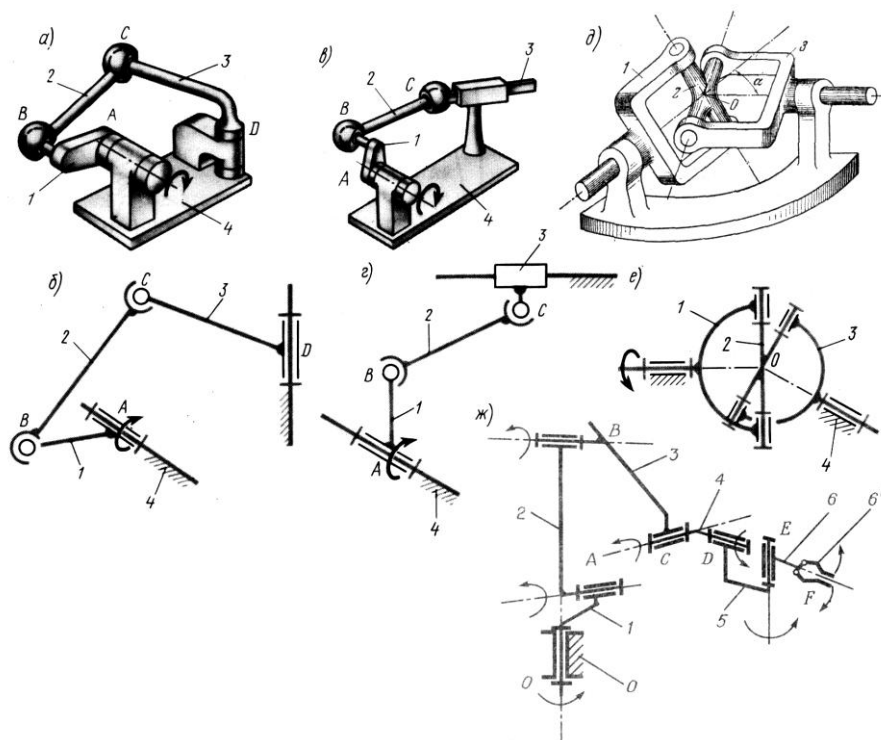


Рис. 1.4

У машинобудуванні та приладобудуванні застосовують велику кількість різноманітних механізмів, загальна кількість їх обчислюється тисячами. Розглянуті вище механізми є найтипівішими.

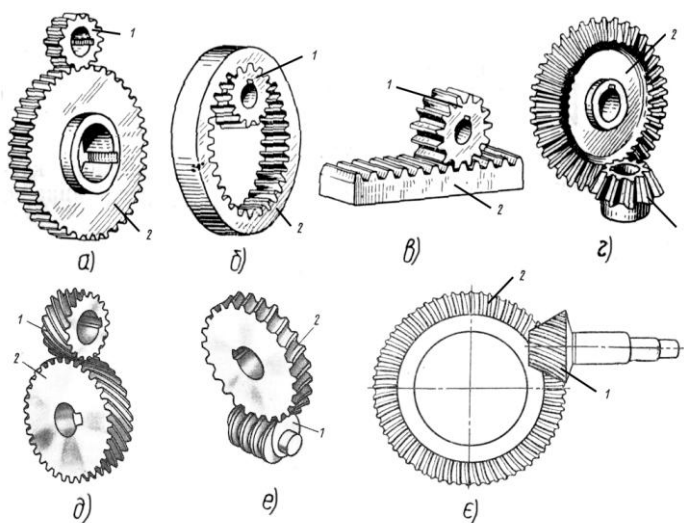


Рис. 1.5

Об'єм конспекту не дозволяє детальніше зупинитись на цьому питанні. Тим більше, що матеріал є оглядовий, з ним легко ознайомитись самостійно за рекомендованою літературою.

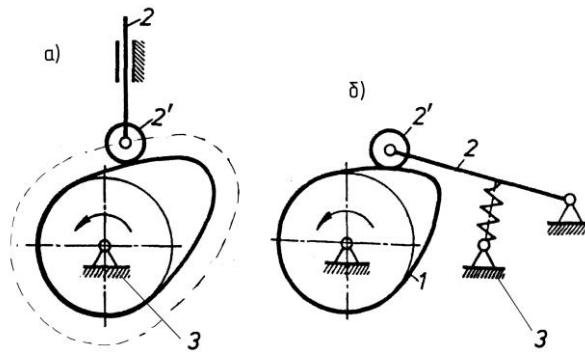


Рис. 1.6

Опис значно більшого числа механізмів наведений у спеціальних довідкових виданнях (Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. В 7т. - М.: Наука, 1979-1981; Кожевников С.Н. и др. Механизмы: Справочник. - М.: Машиностроение, 1976; Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. - М.: Машиностроение, 1987).

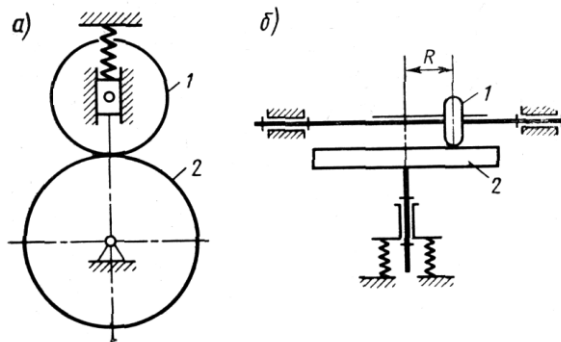


Рис. 1.7

Структурні формули кінематичних ланцюгів

Існують загальні закономірності в будові (структурі) найрізноманітніших механізмів, які проявляються у взаємозв'язку числа ступенів вільності механізму з числом ланок та числом і видом його кінематичних пар. Ці закономірності відображають структурні формули механізмів.

Просторові механізми. Нехай механізм складається з k ланок. Якби всі ланки були вільними тілами, загальна кількість їх ступенів вільності була б рівна $H = 6k$. В механізмі ланки з'єднані за допомогою кінематичних пар. Кожна з пар накладає на ланку відповідну кількість в'язей. Так, кінематична пара V класу накладає п'ять в'язей ("відбере" п'ять ступенів вільності), IV – чотири в'язі, III – три в'язі і т.ін. Позначимо число кінематичних пар V класу, що входять до складу механізму, через p_5 , IV класу – p_4 , III класу – p_3 і т. п. Тоді загальне число ступенів вільності всіх ланок, тобто число ступенів вільності, що їх має кінематичний ланцюг механізму, становитиме

$$H = 6k - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1$$

Оскільки в механізмі одна із ланок вважається нерухомою, то загальне число ступенів вільності зменшиться на шість, $W = H - 6$. Позначимо число

рухомих ланок механізму через $n = k-1$, тоді число ступенів вільності кінематичного ланцюга відносно нерухомої ланки

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1. \quad (1.1)$$

Це формула для визначення числа ступенів вільності (рухомості) просторових кінематичних ланцюгів, механізмів – *структурна формула кінематичного ланцюга загального виду*. В літературі її називають ще формулою Сомова-Малишева.

Ступінь вільності (рухомості) механізму W – це число ступенів вільності його рухомого кінематичного ланцюга відносно нерухомої ланки (стояка).

Плоскі механізми. На рух кожної з ланок плоского механізму накладено три загальні обмеження. Якщо б усі рухомі ланки на площині були вільними тілами, то загальне число ступенів вільності ланок дорівнювало б $(6 - 3)n = 3n$. У плоских механізмах кінематичні пари можуть бути лише V класу, однорухомі - нижчі та IV класу, дворухомі - вищі; відповідно пари п'ятого класу будуть накладати – $(5 - 3)p_5 = 2p_5$ в'язей (три загальні в'язі вже накладено площиною); пари четвертого класу – $(4 - 3)p_4 = p_4$ в'язей. В плоскі механізми пари I, II, III класів входити не можуть, оскільки вони володіють просторовим характером можливих відносних рухів. Структурна формула для плоского кінематичного ланцюга буде :

$$W = 3n - 2p_5 - p_4. \quad (1.2)$$

Це *структурна формула Чебишева для визначення числа ступенів вільності плоских кінематичних ланцюгів, механізмів*.

За формулами (1.1), (1.2) проводять структурний аналіз існуючих механізмів і синтез структурних схем нових механізмів.

Аналіз ступеня вільності механізму. **Наведемо визначення механізму, враховуючи нові поняття.**

Механізмом називається такий кінематичний ланцюг, у якому при заданому русі однієї чи декількох ланок відносно будь-якої з них всі інші ланки здійснюють однозначно визначені рухи.

Як видно з визначення, у будь-якому механізмі є ланка (або декілька ланок), рух яких є заданим. Виникає запитання - скільки незалежних рухів можна задати даному механізму? Як було сказано, ступінь вільності механізму характеризує число ступенів вільності його кінематичного ланцюга відносно стояка. Отже, якщо механізм має один ступінь вільності, то одній з ланок механізму треба задати рух; при цьому всі інші ланки механізму отримують цілком визначені рухи, що є функціями заданого. Таким чином, для визначеності рухів усіх ланок механізму, який утворений кінематичним ланцюгом з одним ступенем вільності, необхідно і достатньо мати заданим закон руху однієї з ланок. Якщо механізм має два ступені вільності, то необхідно задати одній з ланок два незалежних рухи або двом ланкам по одному незалежному руху. *Отже, ступінь вільності механізму вказує на число незалежних рухів, які треба задати в механізмі, щоб рух усіх інших ланок був цілком визначеним.*

Зазначимо, що при нульовому ступені вільності ні одна з ланок не може рухатися відносно нерухомої ланки і кінематичний ланцюг перетворюється у ферму.

Кожна з незалежних між собою координат, що визначає положення всіх ланок механізму відносно стояка, називається *узагальненою координатою механізму*. За узагальнену координату приймається кут повороту або лінійне зміщення ланки.

Ланка, якій приписується одна чи декілька узагальнених координат, називається *початковою ланкою*. Цей термін пов'язаний з тим, що знаходження положень усіх ланок механізму починають з побудови положень початкової ланки. Вибір початкової ланки визначається зручністю визначення положень ланок механізму та зручністю його аналізу. Початкові та вхідні ланки можуть як збігатися, так і не збігатися.

Число узагальнених координат механізму також визначається ступенем вільності механізму. Кожний незалежний рух визначається заданням закону зміни однієї узагальненої координати (кутової або лінійної).

Кривошипно-повзунний механізм (рис. 1.1) має ступінь вільності рівний одиниці, тобто $W=1$. Отже, для визначеності руху всіх ланок механізму треба задати йому один рух або треба мати заданою одну узагальнену координату. Нехай задано закон обертання ланки I у вигляді функції $\varphi_1 = \varphi_1(t)$, де φ_1 – кут повороту кривошипа I . В цьому разі всі інші ланки будуть мати цілком визначений рух. Ланка 1 механізму буде *вхідною (початковою)*. Нагадаємо, ланка (ланки) механізму, якій надається рух, що перетворюється в потрібний рух інших ланок механізму, називається *вхідною ланкою*.

Ступінь вільності механізму визначає число вхідних (початкових) ланок, тобто кількість ланок, яким необхідно задати рух, щоб усі інші ланки рухались цілком визначено.

Зазначимо, що, в основному, в конструкціях машин і приладів використовуються механізми з одним ступенем вільності. Значно рідше знаходять застосування механізми з двома та більше ступенями вільності. До таких конструкцій відносяться, наприклад, диференціали автомобілів, маніпулятори.

Пасивні (зайві) умови зв'язку. Необхідно зазначити, що під час дослідження структури механізму можуть виявитися умови зв'язку та ступені вільності, що не впливають на характер руху механізму в цілому. Такі умови зв'язку називають *пасивними*, а ступені вільності – *зайвими*, оскільки їх можна вилучити без зміни загального характеру руху механізму.

Розглянемо для прикладу важільний п'ятиланковий механізм подвійного паралелограма, що на практиці трапляється у вагових механізмах, швейних двоголчастих машинах, спарниках тепловозів та електровозів (рис. 1.8, а). При значних навантаженнях ланки можуть недопустимо деформуватися. Крім того, шарнірний паралелограм, переходячи через своє граничне положення, може перетворитися в антипаралелограм. Для позбавлення цих недоліків у конструкцію механізму вводять додатковий шатун EF . При цьому розміри ланок задовольняють умови $AB = CD$, $AD = EF = BC$, $AE = BE$ і $DF = FC$.

З урахуванням другого шатуну ступінь рухомості механізму паралелограма

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 = 0,$$

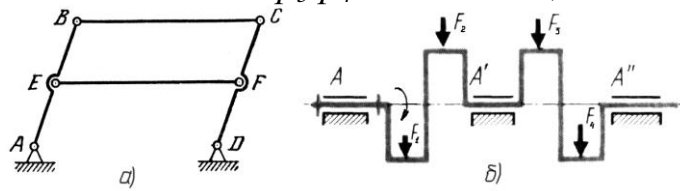


Рис. 1.8

тобто, згідно з розрахунком, такий кінематичний ланцюг не має рухомості, а є фермою. Насправді, як це підтверджує практика, у разі приведення в рух кривошипа AB (чи іншої ланки) усі ланки даного кінематичного ланцюга мають цілком визначені рухи. Отже, це механізм, а кінематичні пари E та F і зв'язки, накладені ними на ланки, не впливають на рух механізму в цілому.

Додаткові в'язі, що не впливають на рух механізму в цілому та на закон руху веденої ланки, називають *пасивними (зайвими)*. Пасивні в'язі дублюють інші в'язі, не зменшуючи рухомість механізму, а лише перетворюють його у статично невизначену систему.

Виконуючи структурний, кінематичний аналіз, пасивні в'язі треба вилучати; умовно відокремимо шатун EF від механізму. Тоді ступінь вільності механізму буде таким, як і є насправді, рівним одиниці

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$$

Зазначимо, що пасивні зв'язки існують при виконанні певних геометричних співвідношень у механізмі; введення додаткового шатуну EF лише за умови $EF = AD$ не внесе нових зв'язків і число ступенів вільності залишиться рівним одиниці. Якщо ж точність виконання вказаних геометричних співвідношень виявиться недостатньою, наприклад, $AE \neq FD$, то відстань EF вже не буде рівною AD і рух стане неможливим, тобто число ступенів вільності дійсно буде рівним нулю.

Отже, в загальне число накладених умов зв'язку може ввійти деяке число додаткових (пасивних) в'язей. Ступінь вільності просторового механізму з урахуванням пасивних зв'язків визначається за такою формулою Сомова-Малишева

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 + q, \quad (1.3)$$

де q – число пасивних (зайвих) в'язей.

У загальному випадку розв'язати рівняння (1.3) з двома невідомими (W , q) є важкою задачею. Проте, коли ступінь вільності механізму знайдено з геометричних міркувань, то з (1.3) можна знайти число пасивних зв'язків.

Для плоского механізму формула Чебишева з урахуванням пасивних зв'язків матиме вигляд

$$W_n = 3n - 2p_5 - p_4 + q$$

індекс “ n ” звертає увагу на те, що йдеться про ідеально плоский механізм або, точніше, про його плоску схему. Реальні плоскі механізми, через неточності виготовлення, деякою мірою є просторовими.

Механізми, які мають зайві зв'язки, є статично невизначеними; якщо $q = 0$

- механізм - статично визначена система. Якщо пасивних умов зв'язку немає, механізм складається без деформації ланок, останні ніби самовстановлюються; такі механізми називаються *самоустановлюваним або раціональними*. Якщо пасивні в'язі існують ($q > 0$), то механізми потребують підвищеної точності виготовлення. У разі недостатньої точності у процесі складання ланки механізму деформуються, що викликає навантаження кінематичних пар і ланок значними додатковими силами; тертя в кінематичних парах може значно збільшитися. Тому з цього погляду пасивні в'язі в механізмах небажані.

Але в цілому ряді випадків необхідно свідомо проектувати та виготовляти статично невизначені механізми із залишковими в'язями для забезпечення потрібної міцності та жорсткості системи, для кращого розподілу навантажень, особливо при передачі великих сил. Так, наприклад, для колінчатого вала чотирициліндрового двигуна (рис. 1.8, б), з погляду кінематики механізму з одним ступенем вільності, повністю достатньо однієї опори A з обертовою кінематичною парою V класу. Але, враховуючи велику довжину вала і значні зусилля, що навантажують колінчатий вал, вводять ще дві опори A' і A'' ; інакше система буде нероботоздатною з причини недостатньої жорсткості та міцності. Для такої конструкції необхідно забезпечити високу точність виготовлення, особливо співвісність усіх трьох опор, інакше вал буде деформуватись, і в матеріалі вала та вальниціх можуть з'явитися недопустимо великі напруги. Зазначимо, що розрізняють пасивні умови зв'язку в кінематичних ланцюгах механізму – зайві контурні зв'язки, та – в кінематичних парах – локальні зв'язки (відповідно перший та другий розглянуті приклади).

Зайві ступені вільності. Розповсюдженим прикладом зайвих ступенів вільності є обертання роликів на їх осях. Як приклад розглянемо кулачковий механізм з роликовим штовхачем (рис. 1.6).

Ступінь вільності кулачкового механізму за формулою Чебишева

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2.$$

Виходячи з того, що $W=2$ можна зробити висновок, що у механізмі має бути дві входні ланки. Проте очевидно, що для визначеності руху штовхача достатньо задати лише один рух кулачку. Зайвий ступінь вільності створює ролик. Він може обертатися навколо своєї осі, не впливаючи на характер руху всього механізму. Кінематика механізму не зміниться, якщо ролик вивести, а профіль кулачка виконати за еквідистантою (штрихова лінія на рис. 1.6). Ролик являє собою конструктивний елемент, який зменшує сили тертя і спрацювання ланок.

У подальшому при вивченні руху ланок механізмів, будемо припускати, що всі зайві умови зв'язку попередньо вилучені.

Структурна класифікація плоских механізмів.
Основний принцип створення механізмів

У сучасному машинобудуванні особливо поширені плоскі механізми, ланки яких входять в кінематичні пари IV і V класів. Розглянемо принципи їх структурної класифікації.

Структурна класифікація Ассура-Артоболевського є однією з найраціональніших класифікацій плоских механізмів. Перевагою цієї класифікації є те, що вона пов'язується з методами кінематичного та динамічного дослідження механізмів. Класифікація універсальна, охоплює усі існуючі і можливі нові механізми; визначає напрямки дослідження механізмів, вказує шляхи утворення нових механізмів.

В основі її лежить основний принцип створення механізмів, сформульований в 1914 р. Л.В. Ассуром. Ним був запропонований метод створення механізмів шляхом послідовного нашарування кінематичних ланцюгів, що мають певні структурні властивості: *будь-який механізм може бути створений шляхом послідовного приєднання до однієї (чи декількох) початкових ланок та стояка кінематичних ланцюгів з нульовим ступенем вільності*. Такі кінематичні ланцюги з нульовим ступенем вільності називають *структурними групами* або *групами Ассура*, а початкову ланку та стояк - *механізмом I класу*.

Таким чином, *будь-який механізм можна отримати послідовним приєднанням до механізму I класу (одного чи декількох) груп Ассура*.

Структурною групою Ассура називається кінематичний ланцюг, приєднання якого до механізму не змінює ступеня вільності механізму.

Існують інші визначення, наприклад: кінематичний ланцюг, число ступенів вільності якого відносно елементів його зовнішніх кінематичних пар дорівнює нулю, називають групою Ассура, якщо з нього не можна виділити простіші кінематичні ланцюги, що задовільняють цій умові. Отже, основною ознакою групи Ассура є рівність нулю її ступеня вільності, $W_{Gr} = 0$.

Сукупність стояка та початкової ланки, що утворюють кінематичну пару V класу, умовно називають механізмом I класу (найпростішим, початковим механізмом); число механізмів I класу дорівнює числу ступенів вільності механізму.

Отже, механізми I класу являють собою найпростіші дволанкові механізми, що складаються з рухомої ланки та стояка, що з'єднані між собою або однією обертовою, або - поступальною кінематичною парою V класу (рис. 1.9); ступінь вільності механізму I класу рівний одиниці. Механізми I класу, що мають обертову пару, досить поширені в техніці. Це механізми таких машин, як електродвигуни, генератори, турбіни, вентилятори, відцентрові помпи і т.ін.

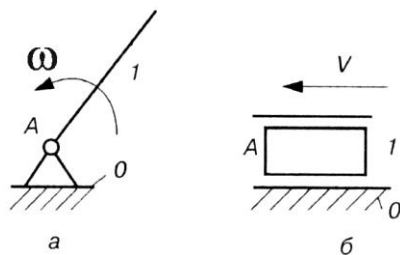


Рис. 1.9

Усі складніші можуть бути отримані шляхом приєднання до механізмів I класу додаткових кінематичних ланцюгів - структурних груп Ассура.

Очевидно, щоб створити новий механізм з одним ступенем вільності, $W = 1$

(з іншими властивостями), до механізму I класу треба приєднати лише такі кінематичні ланцюги, які мають $W=0$, тобто групи Ассура.

При розгляді питань класифікації механізмів зручно обмежитися розглядом механізмів, у яких всі вищі пари IV класу попередньо замінені відповідними кінематичними ланцюгами, що утворені лише кінематичними парами V класу, $p_4=0$. Тоді, для структурних груп Ассура, справедлива рівність

$$W_{Ip}=3n-2p_5=0. \quad (1.4)$$

З (1.4) дістанемо співвідношення $p_5 = \frac{3}{2} n$. Оскільки кількість кінематичних пар завжди ціле число, то кількість ланок в групі Ассура завжди парна; умові (1.4) відповідають лише такі співвідношення ланок і кінематичних пар, що входять у групу Ассура:

Таблиця 1.1

n	2	4	6	8	...
p_5	3	6	9	12	...

Зауважимо, що групи Ассура можуть мати лише парне число ланок, бути дво-, чотири-, шестиланковими і т.ін. Задаючись співвідношеннями ланок і кінематичних пар (табл. 1.1), можна дістати різні групи Ассура. Усі одержані таким чином групи Ассура поділено на класи: II, III, IV і т.д. У свою чергу, приєднуючи до механізму (чи механізмів) I класу групи Ассура різних класів, можна отримати найрізноманітніші механізми, відповідно механізми II, III, IV і т.д. класів.

Відзначимо що поділ груп за класами зумовлено методами кінематичного і силового аналізів, що властиві групам кожного класу.

Отже, найпростіша група Ассура складається з двох ланок і трьох кінематичних пар V класу - *група Ассура II класу II порядку або двоповодкова група*. Оскільки пари V класу в плоских механізмах можуть бути обертовими та поступальними, то залежно від співвідношення їх числа та розташування можливі 5 видів (модифікацій) такої групи. На рис. 1.10, а зображено групи Ассура II класу II порядку I, II, III, IV, V видів; штриховими лініями показані ланки (поводки), до яких приєднуються дані структурні групи; це можуть бути рухома ланка або стояк механізму I класу, або ж ланки інших, вже приєднаних груп Ассура, при цьому не можна приєднувати структурну групу до однієї ланки.

Зазначимо, що, приєднуючи до механізму I класу групу Ассура II класу II порядку I виду, дістанемо шарнірний чотириланковик, рис. 1.3, а ; - II виду – кривошипно-повзунний механізм, рис. 1.1; - III виду - кулісний механізм, рис. 1.3, в. Механізми, до складу яких входять групи Ассура не вище другого класу - це механізми II класу.

Наступна, більш складна група Ассура складається з чотирьох ланок і шести кінематичних пар - *група III класу III порядку або триповодкова група*. Характерною особливістю цієї групи є наявність ланки, що входить у три кінематичні пари й утворює жорсткий трикутник; таку ланку називають базисною. Найпростіша група III класу, з одними обертовими парами,

зображена на рис. 1.10, *в*. В частинному випадку базисна ланка може бути прямолінійною, а деякі кінематичні пари - поступальними (рис. 1.10, *б*). Механізми, до складу яких входять групи Ассура не вище третього класу - механізми III класу.

Другий можливий кінематичний ланцюг, що складається з чотирьох ланок і шести пар (рис. 1.10, *г*) – група IV класу II порядку. Особливістю цієї групи є наявність рухомого чотиристороннього замкненого контуру. Очевидно, можливо отримати різні модифікації цих груп, якщо обертові пари комбінувати з поступальними.

Більш складні групи V і вищих класів використовуються обмежено і тут не розглядаються.

Таким чином групи Ассура діляться на класи і порядки. Клас групи Ассура визначається найвищим класом контура, що входить до її складу (за І.І. Артоболовським, клас структурної групи Ассура визначається числом кінематичних пар, що утворюють найбільш складний замкнутий контур). Основою структурної групи є замкнутий контур. Клас контура визначається кількістю кінематичних пар, у які входять ланки, що його утворюють. Механізму I класу присвоюють I клас контура (контур виродився у точку; є лише одна кінематична пара); ланка з двома парами – II клас (також частковий випадок замкнутого контура – контур виродився у пряму); жорстка ланка з трьома парами – III клас (рис. 1.11, *в* – трикутник); контур з чотирма парами – IV клас і т.ін.

Порядок групи Ассура визначається кількістю вільних (зовнішніх) елементів кінематичних пар (поводків), якими група Ассура приєднується до існуючого механізму.

Вид групи Ассура для груп III та вищих класів не визначається.

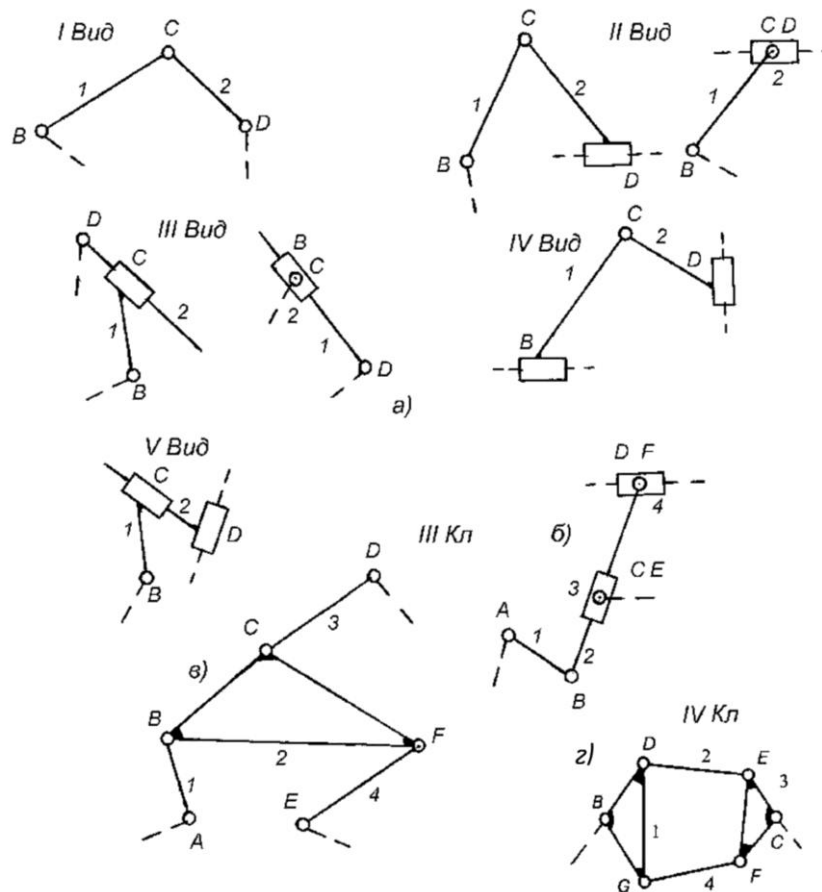


Рис. 1.10

Клас механізму в цілому визначається найвищим класом групи, яка входить до його складу. Зазначимо що, визначаючи клас механізму, потрібно вказати, яка з ланок є початковою, оскільки залежно від її вибору може змінюватися клас механізму.

Структурний аналіз механізму належить проводити шляхом розбивки його на структурні групи Ассура та механізми I класу у послідовності, зворотній до утворення механізму.

Послідовність виконання структурного аналізу.

1. Будують структурну схему механізму. Дають характеристику ланок і кінематичних пар.
 2. Визначають ступінь вільності механізму.
 3. Вилучають пасивні умови зв'язку та зайві ступені вільності.
 4. Якщо механізм має вищі кінематичні пари IV класу, їх замінюють на нижчі пари V класу.
 5. Розкладають механізм на структурні групи Ассура та механізм (механізми) I класу. Кількість механізмів I класу має дорівнювати числу ступенів вільності механізму.
 6. Визначають клас і порядок виділених груп Ассура.
 7. За класом старшої групи Ассура визначають клас (і порядок) механізму в цілому.
 8. Записують структурну формулу механізму (формулу будови).
- При розкладі механізму на групи Ассура (п.5) слід пам'ятати, що в групу

Ассура входять лише рухомі ланки; число ланок в групі завжди парне, а число кінематичних пар кратне трьом; розпочинати виділення групи треба з ланок, найвіддаленіших від початкової ланки. Оскільки в практиці найбільше груп Ассура II класу, то спочатку намагаються відокремити кінематичний ланцюг, що містить дві ланки та три кінематичні пари. Ступінь рухомості механізму, що залишається, має бути таким, як і в п.2, а виділеного кінематичного ланцюга – звичайно нуль. Якщо виділити двоповодкову групу не вдається, то роблять спробу виділити ланцюг із 4 ланок і 6 кінематичних пар. Після відокремлення однієї групи Ассура виділяють наступну і так доти, доки не залишиться механізм I класу.

Приклад структурного аналізу. На рис. 1.11 наведена структурна схема шестиланкового механізму поршневої помпи: 1 – кривошип; 2, 4 – шатуни; 3 – коромисло; 5 – повзун; 6 – стояк. Число рухомих ланок дорівнює п'яти, $n = 5$.

Число кінематичних пар: $p_5 = 7$, це пари: A(1, 6); B(1, 2); C(2, 3); Д(3, 6); E(3, 4); F(4, 5) – обертові пари та F'(5, 6) – поступальна пара; $p_4 = 0$, тобто вищих кінематичних пар немає.

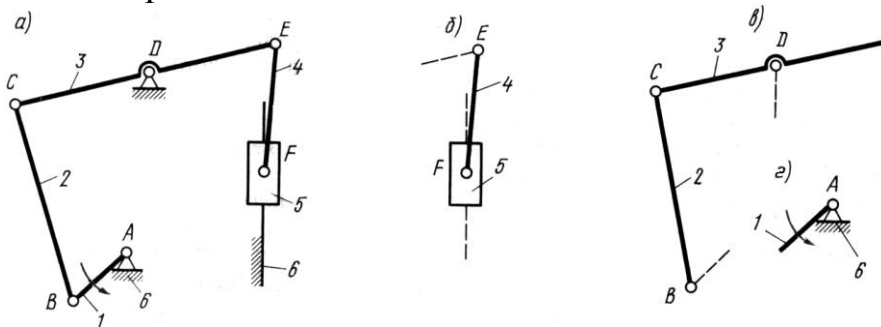


Рис. 1.11

Ступінь вільності механізму за формулою Чебишева

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 1 \cdot 0 = 1.$$

Даний механізм має один ступінь вільності і, відповідно, має бути один механізм I класу, - одна початкова ланка.

Розкладемо механізм на групи Ассура. Послідовно від'єднуємо від механізму дві групи Ассура II класу II порядку, одна з них II виду (ланки 4, 5), друга I виду (ланки 3, 2). В результаті залишається механізм I класу (ланки 1, 6).

Враховуючи, що групи 2, 3 та 4, 5 є групами II класу, можна зробити висновок, що даний шестиланковий механізм належить до другого класу.

Інколи склад та послідовність приєднання груп Ассура в механізмі виражають структурною формулою

$$I(1, 6) \rightarrow II(2, 3) \rightarrow II(4, 5)$$

З цієї формули видно, що до механізму I класу, який утворений ланками 1 та 6, послідовно приєднали групу Ассура II класу, утворену ланками 2, 3, і групу Ассура II класу – ланки 3, 4.

Умовна заміна в плоских механізмах вищих пар нижчими. Замінюючі механізми. Під час класифікації, вивчення структури та кінематики плоских механізмів з вищими парами в багатьох випадках зручно умовно замінювати

вищі пари нижчими. При цьому, треба задовольнити умови структурної та кінематичної еквівалентності замінюючого і реального механізмів: замінюючий механізм повинен мати такий самий ступінь вільності і необхідно, щоб характер миттєвого відносного руху всіх його ланок не змінився.

У плоских механізмах вища кінематична пара утворюється шляхом дотику двох кривих, по яких окреслені її елементи (рис. 1.12). Інколи одним з елементів пари може бути точка або пряма. Для кожної з кривих можна знайти у точці їх дотику радіус та центр кривини. Обидва центри та точка дотику розміщені на спільній прямій – нормалі до кривих. У ТММ доведено, що вища кінематична пара IV класу еквівалентна до ланки та двох нижчих пар V класу. Положення додаткової ланки співпадає зі спільною нормаллю до кривих у точці їх дотику, а довжина дорівнює сумі радіусів кривини елементів вищої пари. Нижчі кінематичні пари розміщують у центрах кривини профілів, що дотикаються, тобто на кінцях додаткової ланки.

Розглянемо приклад. Нехай заданий механізм з вищою парою, елементи ланок якої являють собою довільні криві a та b (рис. 1.12, a). Для заміни вищої пари нижчими та побудови схеми замінюючого механізму проведемо нормаль mn в точці C дотику кривих a та b і відмітимо на ній центри O_1 , O_2 кривини. В точках O_1 , O_2 розміщуємо обертові кінематичні пари V класу і з'єднуємо їх з центрами A і B . Отже, вища пара IV класу в точці C замінюється умовною ланкою O_1O_2 та двома кінематичними парами V класу O_1 і O_2 . Даний механізм буде еквівалентний плоскому шарнірному чотириланковому AO_1O_2B - замінюючий механізм. Зазначимо, що якщо профілями вищої пари є криві змінної кривини, у кожному положенні розміри замінюючого механізму змінюються.

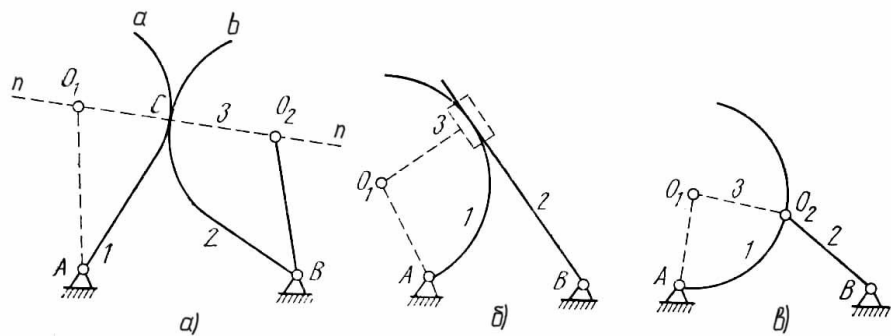


Рис. 1.12

На рис. 1.12, b , c наведено інші приклади заміни вищих кінематичних пар нижчими. Якщо одна з ланок, що утворює вищу пару, буде мати прямолінійний профіль, то замість обертової пари вводиться поступальна (центр кривини такого профілю знаходиться на нескінченості). У випадку, коли одним з елементів є точка (загострення), то радіус кривини звичайно дорівнює нулю, і, відповідно, одна з обертових пар буде знаходитися у даній точці.