

Міністерство і освіти і науки України
Чернівецький національний університет
імені Юрія Федьковича
Навчально-науковий інститут фізико-технічних та комп'ютерних наук

МЕХАНІЗМИ

аналіз та дослідження

Навчальний посібник до лабораторного практикуму



Чернівці

2021

ББК 30. 12я7

Т 383

УДК 531.8 (07)

*Рекомендовано Вченою радою
Чернівецького національного університету імені Юрія Федьковича*

Механізми: аналіз та дослідження

Навчальний посібник до лабораторного практикуму

М 383

Укл.: В.Г. Житарюк, А.В. Мотрич. – Чернівці: Рута, 2021. 94 с.

Навчальний посібник охоплює матеріал з теорії механізмів, кінематичні схеми деяких механізмів поліграфії та приладів, і лабораторний практикум за відповідними темами робіт.

Частина перша знайомить зі змістом теорії механізмів. Тут вводяться поняття структури механізмів, ланок та кінематичних пар, наводяться умовні позначення відповідно до стандартів. Мета даної теми – навчити студентів читати та складати кінематичні схеми, по-перше, по друге – ознайомити наочно з конструкціями та принципом роботи діючих механізмів.

Кількість лабораторних робіт – 2.

У другій частині розглянута кінематика механізмів. Аналізу підлягають діючі моделі зубчатих та кулачкових механізмів. Відповідно до моделей необхідно побудувати кінематичні схеми, які надалі використовуються для аналітичних досліджень. Практичні дослідження зубчатих механізмів полягають у встановленні передаточних відношень рядових та планетарних механізмів. Кулачкові механізми досліджуються методом кінематичних діаграм для знаходження функції перетворення руху та для проектування робочих профілів кулачків. Кількість лабораторних робіт – 2.

У третій частині наводяться кінематичні схеми механізмів поліграфії та приладів. Задача досліджень – кінематичний аналіз цих схем: виявлення ланок, їх ідентифікація на активні та пасивні; ідентифікація кінематичних пар, встановлення класу пар; розрахунок ступеню рухомості механізму, тощо. Ця робота складає зміст залікової роботи № 5 з лабораторного практикуму.

Для студентів інженерних спеціальностей "Видавництво та поліграфія";
"Метрологія та інформаційно-вимірвальна техніка"

© Видавництво "Рута" Чернівецького
національного університету, 2021

Зміст

| | |
|---|----|
| Вступ | 5 |
| Тема 1. Структура та кінематичні схеми механізмів | |
| 1.1. Вступні положення..... | 6 |
| 1.2. Терміни та визначення..... | 6 |
| 1.3. Структура механізмів | |
| 1.3.1. Основні поняття..... | 8 |
| 1.3.2. Кінематичні пари механізму..... | 9 |
| 1.3.3. Ступінь рухомості механізму..... | 12 |
| 1.3.4. Конструкції кінематичних пар..... | 13 |
| 1.4. Кінематичні схеми механізмів | |
| 1.4.1. Загальні відомості..... | 15 |
| 1.4.2. Правила графічного виконання принципових кінематичних схем..... | 18 |
| 1.5. Характеристика механізмів | |
| 1.5.1. Основні види механізмів..... | 22 |
| 1.5.2. Елементарні механізми перетворення руху..... | 24 |
| 1.5.3. Умовні позначення для кінематичних елементів..... | 33 |
| Лабораторна робота №1 | |
| Вивчення елементарних механізмів | |
| 1. Мета роботи, завдання..... | 38 |
| 2. Методика виконання | 39 |
| 3. Контрольні запитання..... | 40 |
| Лабораторна робота №2 | |
| Структура та кінематичні схеми механізмів | |
| 1. Мета роботи, завдання..... | 41 |
| 2. Методика виконання | 42 |
| 3. Контрольні запитання..... | 44 |

Тема 2. Кінематичні дослідження передаточних механізмів

| | |
|--|----|
| 2.1. Вступ..... | 45 |
| 2.2. Терміни та визначення..... | 46 |
| 2.3. Зубчаті механізми | |
| 2.3.1. Зубчаті колеса та зубчаті зачеплення..... | 47 |
| 2.3.2. Рядові зубчаті механізми та їх кінематика..... | 49 |
| 2.3.3. Передаточні відношення зубчатих механізмів..... | 51 |
| 2.3.4. Загальна характеристика планетарних механізмів..... | 53 |
| 2.3.5. Елементи динаміки зубчатих передач..... | 54 |
| 2.4. Кулачкові механізми | |
| 2.4.1. Загальні характеристики..... | 55 |
| 2.4.2. Закони руху вихідної ланки..... | 56 |
| 2.4.3. Профілювання та дослідження кулачків..... | 59 |
| 2.4.4. Стадії роботи кулачкового механізму..... | 60 |
| 2.4.5. Основні розміри кулачків..... | 61 |

Лабораторна робота №3

Дослідження кінематики зубчатих механізмів

| | |
|-------------------------------|----|
| 1. Мета роботи, завдання..... | 64 |
| 2. Методика виконання | 65 |
| 3. Контрольні запитання..... | 68 |

Лабораторна робота №4

Дослідження кулачкових механізмів методом кінематичних діаграм

| | |
|-------------------------------|----|
| 1. Мета роботи, завдання..... | 69 |
| 2. Методика виконання | 70 |
| 3. Контрольні запитання..... | 74 |

Тема 3. Кінематичні схеми механізмів поліграфії та приладів

| | |
|--------------------------------|-------|
| 3.1. Механізми поліграфії..... | 76-83 |
| 3.2. Механізми приладів..... | 84-88 |

Лабораторна робота №5

Аналітичні дослідження складних механізмів (залікова робота)

| | |
|-------------------------------|----|
| 1. Мета роботи, завдання..... | 89 |
| 2. Методика виконання | 90 |
| 3. Контрольні запитання..... | 92 |

| | |
|-------------------------------|-----------|
| Список літератури..... | 93 |
|-------------------------------|-----------|

ВСТУП

Навчально-методичний посібник “Механізми” підготовлений для студентів інженерно-технічних спеціальностей молодших курсів, має за мету ввести студена у світ технічних дисциплін, формувати стиль технічної мови та розуміння того, що діяльність інженера регламентована загальноприйнятими стандартами та іншими нормативно-технічними документами.

Посібник викладений мовою технічних стандартів, використовує терміни та визначення, рекомендовані Міжнародною організацією по стандартизації (ISO), державними стандартами України та стандартами СРСР, які продовжують діяти в Україні. Еквіваленти термінів, які вужко вживаються в українській мові, приводяться в російському варіанті. Англійські еквіваленти наведені лише при їх наявності в наших стандартах.

Інструкції до виконання лабораторних робіт мають вигляд стандартних інструкцій на експлуатацію приладів, методів та методик, що мають застосування на підприємствах та установах.

Початок розгляду кожної теми – це терміни та означення, як це прийнято при висвітленні регламентних документів, в тому числі і стандартів.

Структура посібника містить три частини.

Частина перша знайомить з складом та будовою елементарних механізмів, на базі яких створені складні механізми. Тут вводяться поняття структури механізмів, їх загальноприйнятих умовних позначень. Мета даної теми – навчити студентів читати та складати кінематичні схеми відповідно до діючих стандартів, по-перше, по друге – ознайомити наочно з конструкціями та принципом роботи діючих механізмів. Кількість лабораторних робіт – 2.

У другій частині розглянута кінематика механізмів. Аналізу підлягають діючі моделі зубчатих та кулачкових механізмів. Відповідно до моделей необхідно побудувати кінематичні схеми, які використовуються для аналітичних досліджень. Практичні дослідження зубчатих механізмів полягають у встановленні передаточних відношень рядових та планетарних механізмів. Кулачкові механізми досліджуються методом кінематичних діаграм для знаходження функції перетворення руху та для проектування робочих профілів кулачків. . Кількість лабораторних робіт – 2.

У третій частині наводяться кінематичні схеми механізмів. Задача досліджень – кінематичний аналіз цих схем: виявлення ланок, їх ідентифікація на активні та пасивні; ідентифікація кінематичних пар, встановлення їх класу; розрахунок ступеню рухомості механізму, тощо. Така робота складає зміст залікової роботи з практикуму.

Виконання робіт студенти приступають після складання допуску.

Підставами допуску є: 1) наявність попередньо оформленої заготовки протоколу виконання роботи, яка містить: *а)* назву, мету, завдання до роботи, *б)* конспект термінів та визначень згідно теми; 2) знання зазначених термінів та визначень та складу робіт згідно завдання до роботи. В ході виконання заповнюється протокол виконання роботи, за результатами виконання студент здійснює захист роботи.

Тема 1. Структура та кінематичні схеми механізмів

1.1. Вступ до теми

Конкретика та загальність, аналіз та синтез – такі поняття властиві науковому підходу при вивченні довільних явищ та об'єктів.

Щодо механізмів, то властивостями загальності наділена наука під назвою “Теорія механізмів та машин” (ТММ). Перший розділ ТММ – це структура механізмів, в якому механізм зображується схематично в термінах умовних позначень. Тут окремі деталі, вузли, а також їх з'єднання мають назву кінематичних елементів. Розроблені стандарти на ці позначення, які називають “Умовне графічне зображення кінематичних елементів” (ГОСТ 2.701-84, 2.703-68, 2.770-68, 2.721-7). Надалі, абстрагуючись від конкретної форми окремих деталей та їх з'єднань, механізм зображується в спрощеному вигляді під назвою “Кінематична схема механізму”

Конкретика об'єкта відображена на кресленнях деталі, складальної одиниці (вузла), складального креслення машини або механізму. Правила виконання креслень складають зміст дисципліни “Інженерна графіка”.

Геометрія та фізико-механічні властивості окремих деталей вивчається у навчальній дисципліні “Деталі машин”.

Метою даних лабораторних робіт є наочне ознайомлення студентів з рядом діючих механізмів, їх конструкціями та принципами роботи. Водночас з цим необхідно набути навичок читання та складання кінематичних схем, вміння проводити найпростіший структурний аналіз механізмів.

1.2. Терміни та визначення

МЕХАНІЗМ, MECHANISM – система тіл, яка призначена для перетворення руху одного або декілька твердих тіл у потрібний рух інших твердих тіл. У ТММ під твердими тілами розуміють:

- абсолютно тверді тіла;
- тверді тіла, які в процесі роботи можуть підлягати пружній деформації, що не впливає на працездатність механізму;
- гнучкі тіла типу ланцюгів (велосипед), тросів або пасів, які передають рух.

ПЕРЕДАТОЧНИЙ МЕХАНІЗМ, DRIVE – механізм для відтворення заданої функціональної залежності між переміщеннями ланок, що утворюють кінематичні пари зі стояком.

ПЛОСКИЙ МЕХАНІЗМ, PLANAR MECHANISM, PLAN MECHANISM – механізм, рухомі ланки якого здійснюють плоский рух, який паралельний одній і тій самій паралельній площині. Вся решта механізмів відносяться до просторових механізмів.

ЛАНКА МЕХАНІЗМУ, ЗВЕНО МЕХАНІЗМА, LINK OF A MECHANISM – тверде тіло, яке входить до складу механізму.

Примітка. Ланка механізму може складатись із множини деталей, які при роботі механізму переміщуються як одне ціле.

ВХІДНА ЛАНКА (ВХІД), INPUT LINK – ланка механізму, через яку від зовнішніх джерел енергії надається рух іншим ланкам механізму.

ВИХІДНА ЛАНКА (ВИХІД), OUTPUT LINK – ланка, яка здійснює рух, для виконання якого призначений механізм.

НАЧАЛЬНА ЛАНКА, INITIAL LINK – ланка, якій приписується одна або декілька узагальнених координат механізму. Як начальну вибирають таку ланку (вхідну, вихідну, проміжну), при якій максимально спрощується кінематичний аналіз механізму. Число начальних ланок *не-реваржно* дорівнює числу ступенів вільності механізму.

КІНЕМАТИЧНА ПАРА, KINEMATIC PAIR – з'єднання двох ланок, що дотикаються, яке допускає їх відносний рух.

ЕЛЕМЕНТ КІНЕМАТИЧНОЇ ПАРИ, ELEMENT OF A KINEMATIC PAIR – сукупність поверхонь, ліній та окремих точок ланки, по яких вона може дотикатися з іншою ланкою, утворюючи з нею кінематичну пару.

ЗАМИКАННЯ КІНЕМАТИЧНОЇ ПАРИ – конструктивні заходи, що забезпечують нерозривний контакт поверхонь ланок, що утворюють кінематичну пару.

КІНЕМАТИЧНИЙ ЛАНЦЮГ, КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ЦЕПЬ, KINEMATIC CHEN – система ланок, пов'язаних між собою кінематичними парами.

КІНЕМАТИЧНА СХЕМА МЕХАНІЗМУ, KINEMATIC DIAGRAM OF A MECHANISM - структурна схема механізму, виконана у вибраному масштабі із дотриманням та вказівкою всіх розмірів та параметрів ланок, необхідних для кінематичного аналізу механізму.

СТРУКТУРНА СХЕМА МЕХАНІЗМУ, TYPE DIAGRAM OF A MECHANISM – схема механізму, на якій зображені стояк, рухомі ланки, види кінематичних пар та їх взаємне розміщення.

1.3. Структура механізмів

1.3.1. Основні поняття

Структура – це будова механізму, яка включає в себе не лише складові частини, але і зв'язки поміж ними. Складові частини структури називають *кінематичними елементами*, під якими розуміють *ланки*. Зв'язки поміж названим забезпечують *кінематичні пари* механізму. Під *ланкою* слід розуміти тверде тіло, до складу якої належить уся сукупність деталей, які при роботі механізму переміщуються як одне ціле, не змінюючи взаємного розміщення. В свою чергу, окремі рухомі ланки пов'язані між собою рухомими зв'язками, які й називають кінематичними парами. Таким чином, *кінематична пара* – це рухоме сполучення двох ланок, яке допускає їх відносний рух. При порушенні такого з'єднання відбувається поломка механізму. Сукупність ланок та кінематичних пар лише тоді буде механізмом, якщо хоча б одна ланка буде сполучена зі *стояком* – нерухомою ланкою або умовно нерухомою, якщо механізм встановлений на рухомій основі. На практиці стояк називають базовим елементом, або *базою*.

Сукупність поверхонь, ліній та окремих точок окремої ланки, по яких вона може дотикатися зі спряженою ланкою, утворюючи кінематичну пару, називають *елементом* кінематичної пари. Для зменшення зносу елементів взаємодії необхідно, щоб вони дотикались великими площинами, тобто поверхням. На разі взаємодії елементів поверхнями, то кінематичні пари називають *нижчими*. До нижчих належать поступальна, обертова, циліндрична, сферична, площинна (табл. 1.1). *Вищими* називають кінематичні пари, в яких необхідний відносний рух може бути отриманий дотиком спряжених елементів лініями або точками. Одна із процедур оптимізації з'єднань при конструюванні пар є заміна вищих пар нижчими, які володіють більшою площею поверхонь взаємодії, а отже, вищою зносостійкістю.

Із рухомих ланок виділяють вхідні та вихідні ланки. *Вхідною* ланкою (вхід) називають таку, якій надається рух від джерела руху. *Вихідною* (вихід) називають таку ланку, яка здійснює рух, для виконання якого призначений механізм. Решта рухомих ланок є з'єднувальними, або проміжними.

Сукупність сполучених кінематичними парами ланок механізму називають *кінематичним ланцюгом*.

Узагальненими координатами механізму називають незалежні між собою координати, які визначають положення всіх ланок механізму відносно стояка. Практичне значення має *функція положення механізму* – залежність координати

вихідної ланки від узагальнених координат механізму. Як такі виступають лінійне або кутове переміщення як функції часу.

Переважаючо узагальнену координату приписують вхідній ланці, але зустрічаються також механізми з проміжною ланкою. Ланка, якій приписують вхідну координату, називають *початковою*. Походження цього терміна пов'язане з тим, що положення всіх ланок механізму встановлюється як функція узагальнених координат початкової ланки. Для складних механізмів як початкову вибирають таку, при якій спрощується аналіз механізму.

У більшості механізмів як узагальнена виступає одна координата. Дві узагальнені координати спостерігаються у двох варіантах. Перший. Механізм має дві початкові ланки, рух кожної описується однією узагальненою координатою. Другий – початкова ланка утворює із стояком дворухому кінематичну пару. У випадку двох узагальнених координат механізми називають диференційними. Диференційними називають також ті механізми, в яких є дві вихідні ланки при одній вхідній. Приклад останніх – диференціали ведучих коліс транспортних засобів.

1.3.2. Кінематичні пари механізму

Кінематична пара обмежує рух тіла в просторі. Інакше, кінематична пара накладає зв'язки на його рух. Із шести ступенів вільності, якими володіє тверде тіло, що вільно переміщується в просторі, кінематична пара віднімає від однієї до п'яти ступенів вільності. Нагадаємо, що цифра “6” – це максимальна кількість координат, яка описує вільний рух тіла в просторі, а саме: три ортогональних координати Декарта x , y , z та три кути Ейлера – кути обертання тіла навколо координатних осей.

Кількість накладених зв'язків визначають клас пари. Перелік кінематичних пар, їх умовні позначення та термінологія з питання зведені в таблицю 1.1. Аналіз таблиці показує, що клас пари – це число, що доповнює кількість координат, які необхідні для опису руху ланки, до цифри 6 – кількість координат, якими описується вільний рух тіла в просторі. Розглядаючи рух кулі по площині (перший рисунок), бачимо, що площина накладає на рух кульки лише один зв'язок – обмежує її вертикальне переміщення. Отже, клас пари – перший, тобто число, що доповнює кількість ступенів вільності (п'ять) до цифри 6. Згідно з цифрами, які наведені в другій та третій колонці таблиці, бачимо, що цей принцип виконується для всіх кінематичних пар. Так, якщо деяка ланка здійснює лише обертовий рух по колу або переміщується прямолінійно – то це пари п'ятого класу. У першому випадку для опису обертового руху необхідно задати залежність кута

повороту як функції часу, тобто $\varphi = \varphi(t)$, а в другому – переміщення $s = s(t)$.

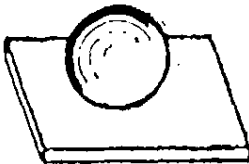

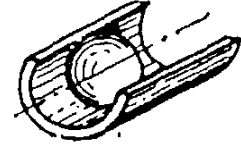



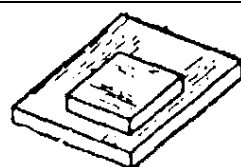
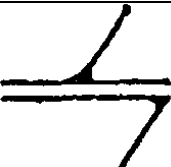
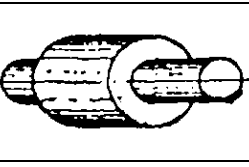
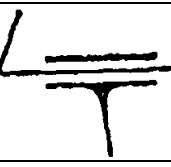
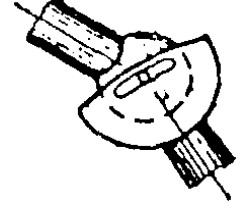

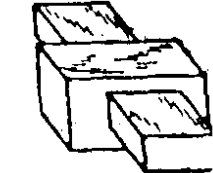
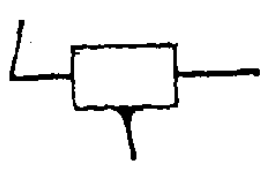
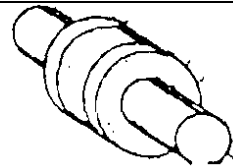
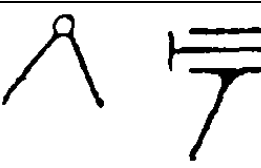
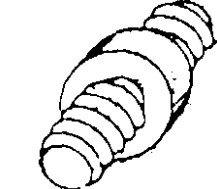
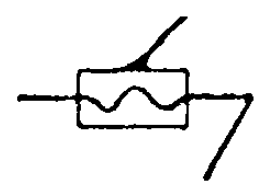
Особливий коментар щодо гвинтової пари. Можливі два випадки. *Перший*. Один із елементів гвинтової пари, гвинт або гайка, є нерухомим, тобто складає одне ціле зі стояком. Вхідний, обертовий рух, надається іншому, наприклад гвинту. Цей рух розкладається на дві складові: обертовий як вхідний та поступальний як вихідний уздовж осі гвинта. Ці складові руху не можна розглядати як незалежні, оскільки на них накладений зв'язок, який визначається співвідношенням: $s = \frac{kt}{2\pi} \varphi$, де k – кількість заходів гвинтової лінії, t – її крок, φ – кут повороту гвинта. Отже, в такому разі гвинтова пара мусить бути віднесена до пар V-го класу. *Другий*. Вхідним рухом є обертання гвинта в опорах, а вихідним – лінійне переміщення гайки. Тоді гвинтове кінематичне з'єднання набуває нових властивостей і утворює пару четвертого класу, оскільки для опису відносного руху “гвинт – гайка” необхідно дві координати.

На практиці для встановлення класу пари чинять так. Уявно закріплюють одну із ланок, яка утворює кінематичну пару. Далі приводять у рух другу ланку так, щоб не порушився кінематичний зв'язок цих пар, і встановлюють кількість координат, яка необхідна для опису руху цієї ланки. Число, що доповнює встановлену кількість координат до цифри 6, і визначатиме клас пари. Наприклад, розглянемо перекочування циліндра по площині без ковзання. Для описання цього руху необхідно задати часову залежність лінійного переміщення осі циліндра $s = s(t)$ та обертання циліндра навколо вказаної осі

$\varphi = \varphi(t)$. Розглянемо ситуацію, що характерна для зубчатих коліс, тобто взаємодію двох циліндрів, що дотикаються і взаємно обертаються без ковзання навколо нерухомих осей. Якщо один із циліндрів уявно закріпимо нерухомо, а інший будемо перекочувати без ковзання по поверхні першого, то для опису руху циліндра, що обертається, необхідне знання двох кутових координат: кута обертання його осі навколо осі нерухомого циліндра та кута власного обертання як функцій часу. Встановлена кількість координат – дві, доповнюючи до цифри 6 число – чотири; отже, клас пари – IV.

Кінематичні пари поділяються на *активні* та *пасивні*. *Активні* – це такі,

Таблиця 1.1 - Умовні позначення для кінематичних пар

| Клас пари | Кількість умов зв'язку | Кіль-сть супенів вільності | Назва пари | Рисунок | Умовне позначення |
|-----------|------------------------|----------------------------|--------------------|--|---|
| I | 1 | 5 | Куля – площина |  |  |
| II | 2 | 4 | Куля – циліндр |  |  |
| III | 3 | 3 | Сферична |  |  |
| III | 3 | 3 | Плоска |  |  |
| IV | 4 | 2 | Циліндрична |  |  |
| IV | 4 | 2 | Сферична з пальцем |  |  |
| V | 5 | 1 | Поступальна |  |  |
| V | 5 | 1 | Обертובה |  |  |
| V | 5 | 1 | Гвинтова |  |  |

що спричиняють функціональні перетворення руху. Наприклад, зчеплення двох зубчатих коліс, взаємодія робочої поверхні кулачка з вихідною ланкою (наконечники кулачка чи коромисла). *Активними* вважають також пари, утворені рухомою ланкою та стояком. До *пасивних* відносять зв'язки, які орієнтують або спрямовують взаємне положення рухомих елементів. Окрім цього, пасивні ланки використовуються як для розвантаження окремих елементів конструкцій, так і для розосередження силових характеристик. Так, попарне введення двох однакових зубчатих коліс на два спряжених вали дозволяє не тільки зменшити навантаження на окреме зчеплення, але і вирівняти його розподіл уздовж валів. При розрахунках ступеня рухомості механізму пасивні пари не враховуються, оскільки вони не визначають його функціональний рух.

1.3.3. Ступінь рухомості механізму

Число ступенів рухомості механізму (ЧСР) – кількість незалежних між собою можливих переміщень вхідної або вихідної ланок механічної системи. Зв'язки в кінематичних з'єднаннях, які показані в табл. 1.1, – геометричні, накладають обмеження тільки на положення (тобто координати) точок ланок. Таким чином, ЧСР механізму дорівнює кількості узагальнених координат, які необхідні для встановлення положень ланок механізму.

Як зазначалось, ЧСР твердого тіла, що вільно рухається в просторі, дорівнює шести. Якщо це тіло належить механізму як складова частина, тобто виступає як ланка, то його рух обмежується іншими тілами (ланками). Тоді зрозуміло, що і ЧСР ланок завжди буде менше шести.

Підрахуємо число ступенів рухомості W для механізму. Нехай n – кількість рухомих ланок механізму. Загальна кількість координат, які визначають положення n -рухомих ланок, дорівнює $6n$. Кожна однорухома кінематична пара (V-ий клас) дає п'ять рівнянь зв'язку, дворухома (IV-ий клас) – чотири рівняння, трирухома (III-й клас) – три рівняння, чотирирухома (II-й клас) – два рівняння, п'ятирухома (I-й клас) – одне рівняння. Якщо всі рівняння незалежні, тобто жодне із них не може бути отримане як наслідок інших, то різниця між загальною кількістю координат та кількістю рівнянь, які пов'язують ці координати, і буде дорівнювати числу ступенів вільності механізму:

$$W = 6n - 5p_V - 4p_{IV} - 3p_{III} - 2p_{II} - p_I. \quad (1.1)$$

Тут p_V, \dots, p_I – відповідно пари V, ..., I-го класу.

Для плоского руху механізмів загальна кількість координат дорівнюватиме $3n$, формула (1) буде такою:

$$W = 3n - 2p_v - p_{IV}, \quad (1.2)$$

оскільки при плоскому русі положення твердого тіла визначається трьома координатами, а кінематичні пари можуть бути лише дво- та однорухомі, тобто четвертого та п'ятого класу. Ця формула відома як формула Чебишева.

З технічної точки зору, ступінь рухомості механізму вказує на кількість джерел руху, які потрібно прикласти до входу механізму, щоб отримати рух, для виконання якого призначений механізм або навпаки: яка кількість незалежних рухів буде на виході механізму при одному русі на вході. У переважній більшості механізмів ступінь рухомості дорівнює одиниці, і двійці – лише для диференціальних механізмів. Розрахунки ступеня рухомості механізму здійснюють для перевірки його працездатності згідно з ідеєю розробки.

У спрощеному варіанті структурний аналіз такий: 1) встановлюють стояк як базовий елемент механізму; 2) виявляють вхідну та вихідну ланки; 3) виявляють пасивні ланки та відкидають кінематичні пари, утворені ними; 4) здійснюють цифрову нумерацію ланок, починаючи від вхідної; 5) проводять роздільну нумерацію кінематичних пар п'ятого та четвертого класу, а при наявності і вищих, позначивши їх латинськими літерами; б) проводять розрахунок ступеня вільності механізму.

Примітка. В ТММ при проведенні повного структурного аналізу здійснюється розклад механізму на елементарні структурні групи – групи Асура (Л. В. Асур, 1878 – 1920, Росія), що забезпечує заміну вищих кінематичних пар (IV-го, III -го, ... класу) нижчими, тобто парами V -го класу.

1.3.4. Конструкції кінематичних пар

У техніці рухомі з'єднання мають спеціальні назви. Так, на рис. 1.1 зображені обертові пари, які називають *шарнірними* з'єднаннями; рис.1.1 *а* – звичайний шарнір, рис.1.1 *б* – подвійний, на рис. 1. 2 – сферичний.

Обертові пари називають також *опорами обертОВОГО руху*, або *підшипниками*. Розрізняють *підшипники ковзання* та *підшипники кочення*.

Складовими підшипників ковзання є вал та втулка (рис. 1.3), до матеріалів яких висувають спеціальні вимоги: вони мусять володіти антифрикційними властивостями, тобто коефіцієнт тертя між цими деталями мусить бути мінімальним. У цьому контексті існує поняття *антифрикційна пара*.

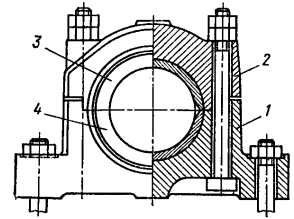
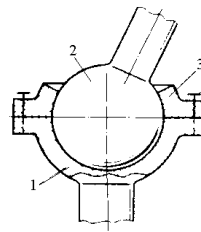
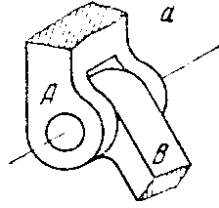
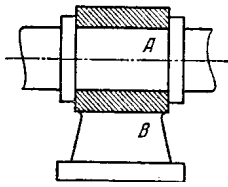


Рис. 1.1. Циліндричні шарніри:
а) звичайний, б) подвійний

Рис. 1.2. Сферичний шарнір

Рис. 1.3. Опора обертового руху:
підшипник ковзання втулковий

Підшипники кочення (рис. 1.4) – стандартні промислові вироби з використанням тіла кочення – сферичної кульки (1.4 а, е), циліндричного, бочкоподібного або конічного ролика (1.4 б, 1.4 в, 1.4 з), голок (1.4 з) – протяжні циліндрики, довжина яких значно більша за діаметр.

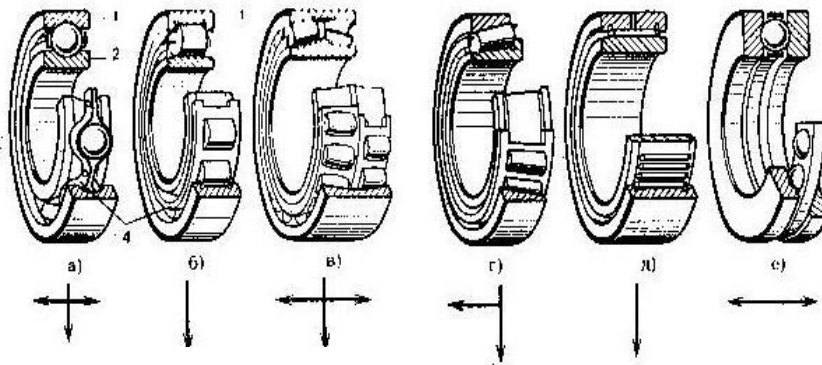


Рис. 1.4. Опори (напрямні) обертового руху: підшипники кочення:

а) радіальні кулькові; б) радіальні роликові; радіальні дворядні сферичні; в) радіальні дворядні самоустановлюючі (з бочкоподібними роликами або кульками); г) радіально-упорний роликовий конічний; д) упорний кульковий.

Стрілками позначено напрям навантажень, які можуть сприймати підшипники

На рис. 1.5 зображені приклади конструкцій напрямних лінійного переміщення елементів. Перший тип – призматична напрямна ковзання, другий – між рухомими частинами розміщують тіла кочення.

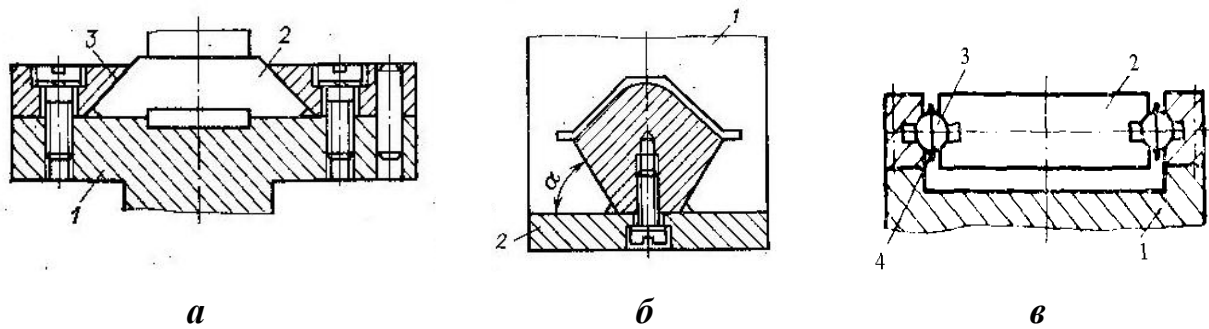


Рис. 1.5. Приклади конструкції напрямних лінійного переміщення: а – напрямна типу “хвіст ластівки”; б – призматична напрямна; в – напрямна з кульковими тілами кочення

1 – платформа (база, стояк), 2 – каретка, 3 – елемент взаємодії рухомої та нерухомої частин (в сх. б – сферичні кульки), 4 – сепаратор

Гвинтову пару показано на рис. 1.6. Окрім параметрів k , t , s , різьбові елементи характеризуються також типом нарізки (метрична, трапецеподібна, інше), кутом підйому гвинтової лінії ψ , номінальним діаметром D , d .

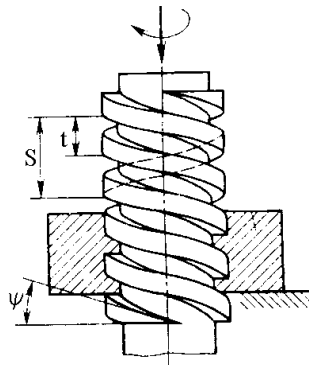


Рис. 1.6. Гвинтова кінематична пара (двозаходна трапецеподібна нарізка);

S – хід, t – крок нарізки, ψ – кут під'йому гвинтової лінії

Дуже велика кількість механізмів будується з використанням зубчатих елементів, схематичні зображення яких наведені в таблицях “Додатків”. Умовне перекочування коліс відбувається по так званому подільному діаметрі, який у кінематичних схемах зображений штрихпунктирною лінією, як це зображено на відповідних схемах табл. 1. 5. Типові конструкції зубчатих зчеплень подаються в наступній темі даного посібника.

1.4. Кінематичні схеми механізмів

1.4.1. Загальні відомості

Для вивчення механізму недостатньо знання його структури. Необхідно також знати розміри, параметри окремих ланок, які впливають на рух та їх взаємне розміщення, властивості інверсії “входу – виходу” механізму. Така додаткова інформація висвітлена на кінематичній схемі механізму, яка по суті є його кінематичною моделлю.

Згідно означення, *кінематична схема механізму* – це графічне зображення послідовності з'єднання ланок у кінематичні пари із зазначенням розмірів та параметрів ланок, необхідних для кінематичного аналізу. Кінематичні схеми включені до технічної документації на машину як її необхідна та складова частина. Ось чому оволодіння навичками читання кінематичних схем є базовим пунктом в системі інженерної освіти, оскільки на цих схемах відображений принцип роботи машини. З іншого боку, в основі проектування механізмів та машин є розробка їх кінематичних схем.

Кінематичні схеми в залежності від основного призначення поділяють на структурні, функціональні та принципові.

Структурні кінематичні схеми у вигляді простих геометричних фігур (квадрат, прямокутник, круг і т. ін.) демонструють всі основні частини виробу та їх основні функціональні зв'язки. Всередині геометричних фігур указують найменування функціональних елементів виробу.

На *функціональній кінематичній схемі* зображають у вигляді простих геометричних фігур лише ті частини виробів, які забезпечують функціональні перетворення даною схемою та зв'язки між ними. Всередині кожної геометричної фігури роблять відповідні позначення або надписи. Нумерацію позначень здійснюють у послідовності функціональних перетворень. Якщо це не порушує наочності представлення, то допускається подання функціональних структурних елементів у послідовності їх геометричної структури, тобто їх дійсного розміщення у виробі. Для позначення функціональних частин використовуються буквені коди (латинь), які наведені у таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 - Буквені коди найбільш поширених елементів механізмів

| Коди у буквах | Групи елементів механізмів | Приклади елементів |
|---------------|--|------------------------------------|
| А | Механізми, загальне позначення | Довільний, без уточнення |
| В | Вали | — |
| С | Елементи кулачкових механізмів | Кулачок, коромисло, штовхач |
| Е | Довільні інші елементи | Шпонка, штифт |
| Н | Елементи механізмів із гнучкими зв'язками | Пас, ланцюг |
| К | Елементи важільних механізмів | Коромисло, кривошип, куліса, шатун |
| М | Джерела руху | Електродвигун |
| Р | Елементи мальтійських та храпових механізмів | Мальтійський хрест, собачка |
| Т | Елементи зубчатих та фрикційних механізмів | Зубчате колесо, черв'як |
| Х | Муфти, гальма | — |

Зазначимо, що правила виконання кінематичної структурної та функціональної схем відповідають правилам виконання електричних схем.

Принципова кінематична схема з використанням умовних графічних позначень або спрощених контурних зображень демонструє роботу механізму, керування, регулювання та контроль заданих рухів вихідної ланки. Схему будують у довільному масштабі, зберігають співвідношення розмірів елементів. Як правило, кінематичну принципову схему виконують у вигляді розгортки так, як це зображено на рис. 1.7; допускається її побудова в аксонометрії.

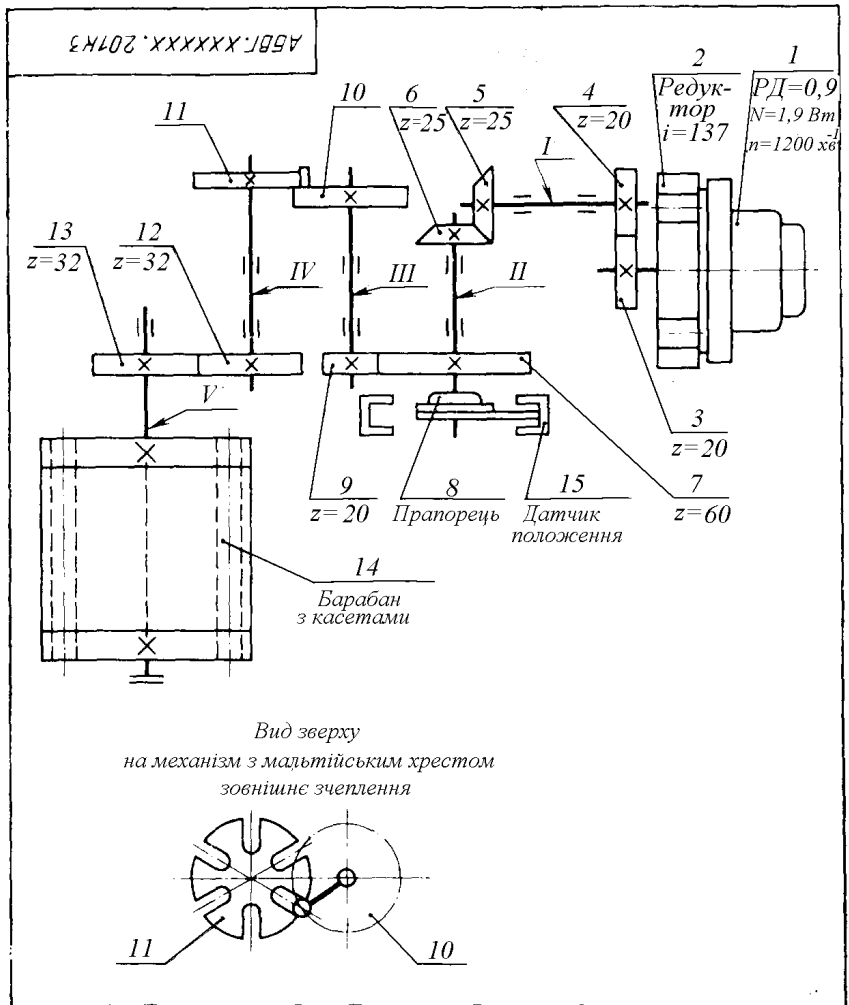


Рис. 1.7. Схема кінематична принципова механізму переміщення касет із виробами електроніки

На практиці розв'язують дві задачі щодо кінематичних схем.

Перша – вміння читати кінематичні схеми. При наявності схем умовних позначень кінематичних елементів, (див. “Додатки”) та знанні елементної бази деталей машин така задача не є складною.

Друга – розробка кінематичних схем та їх графічне виконання у вигляді умовних зображень окремих елементів та ланок згідно із стандартами.

1.4.2. Правила графічного виконання принципів кінематичних схем

Кінематичні схеми виконують згідно ГОСТ 2.701-84, 2.703-68, 2.770-68, 2.721-74, які доповнюються позначеннями ISO 3952/1-81. (ISO – Міжнародна організація зі стандартизації). Для унаочнення допускається аксонометричне подання схем за ГОСТ 2.317-79.

Графічні фрагменти кінематичних схем зображені на рис. 1.8. На рис. 1.8.1 указуються товщини ліній, які використовуються для зображення різних елементів. Також показано, що схему можна вписувати в контур виробу. Контур виробу зображають лініями $s/3$. Товщини ліній, які зображають вали, осі, стержні, шатуни, кривошипи, штовхачі, дорівнюють s .

Інші кінематичні елементи (зубчаті колеса, черв'яки, зірочки, кулачки) зображаються лініями $s/1$. Невидимі ділянки вала зображають штриховими лініями $s/2$ (рис. 1.8.2). Розриви ліній в зонах перехрещення валів не допускаються (рис. 1.8.3). На проекціях, які перпендикулярні до їх осі обертання, елементи зображають штрихпунктирною лінією (рис. 1.8.4). Для спрощення схеми допускається переміщення елементів механізму за межі контуру схеми (рис.1.8.3) та умовно перегинати вали (зона I). При такому переносі sprzęжені елементи з'єднують штриховою лінією $s/1$. Якщо зв'язок відбувається через некінематичні елементи (напр., електричний провідник), то проводять подвійну штрихову лінію, а для вказівки розрахункового

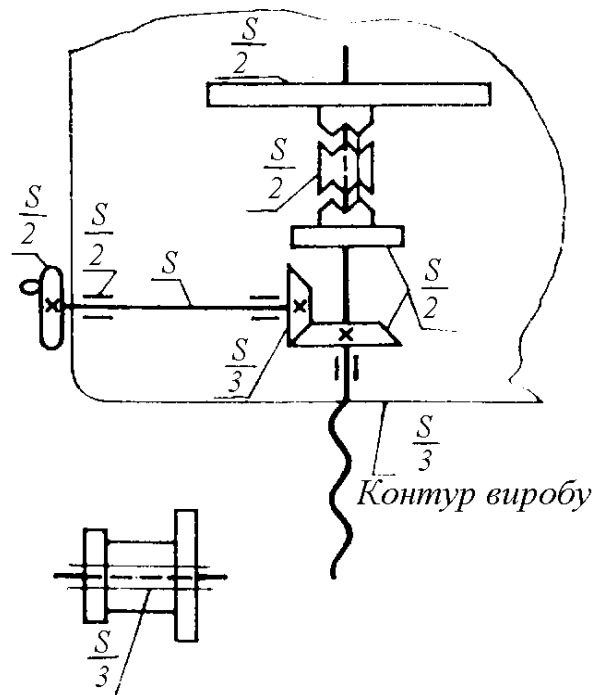


Рис. 1.8.1. Вписування кінематичної схеми у контур виробу та товщина ліній елементів

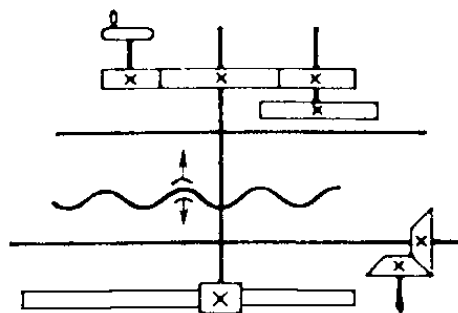


Рис.1. 8.1. Зображення валів, осей, стержнів, ходових гвинтів

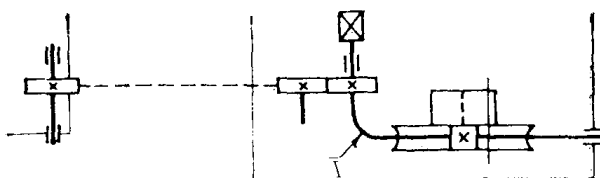


Рис. 1.8.3. Зображення кінематичних спряжень, які викреслені роздільно

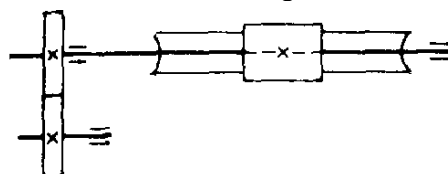


Рис. 1.8.4. Зображення невидимих на схемі частин осей, вала

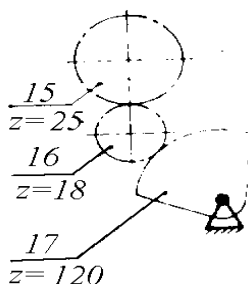


Рис. 1.8.5. Зображення зубчатих коліс у неголовній (фронтальній) проекції

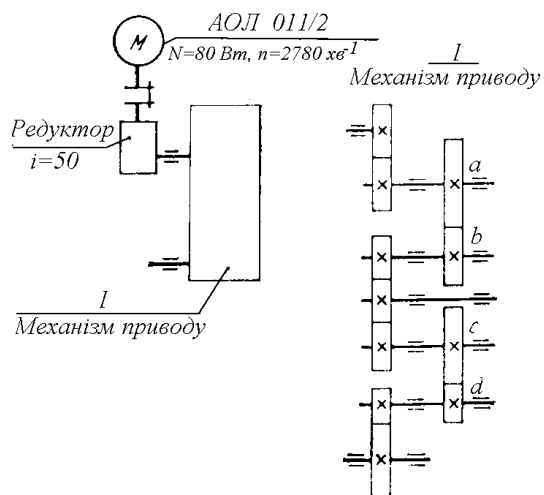


Рис. 1.8.6. Зображення механізмів, які окремо складаються і самостійно регулюються

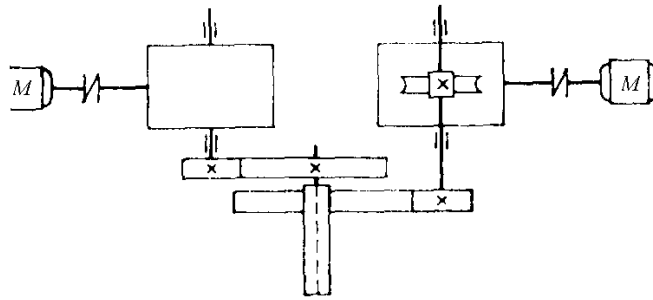


Рис. 1.8.7. Зображення однакових механізмів у виробі

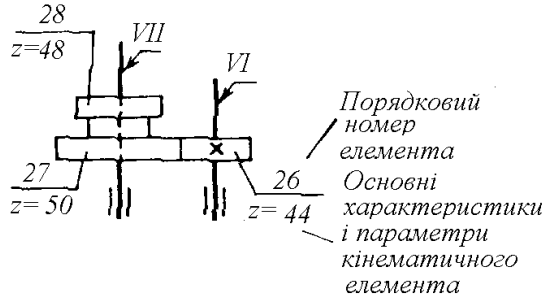


Рис. 1.8.8. Пояснювальні написи на кресленні

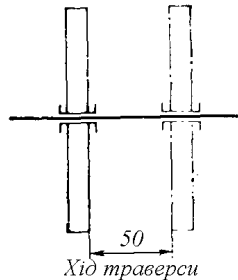


Рис. 1.8.9. Зображення елемента, який змінює своє положення

зв'язку – потрібну. На рис. 1.8.6 зображена спрощена схема механізму приводу, який складається та регулюється окремо. Контур такого механізму обведений суцільною тонкою лінією $s/3$. Його схема зображена як виносний елемент I. Таку схему можна виконувати окремим документом із посиланням на нього в документах основної схеми. На рис. 1.8.7 зазначено, що при наявності однакових механізмів можна виконувати схему тільки для одного із них. На разі зміни положення елементів у процесі роботи межі цих змін зазначають на схемі (рис. 1.8.9).

Окрім графічного зображення схема включає цифрову та текстову інформацію. Кожному кінематичному елементу схеми присвоюють порядковий номер, починаючи від вхідної ланки, переважно джерела руху. Далі йдуть букво-цифрові позиційні позначення згідно з табл. 1.2 так, як це зображено на рис. 1.8.8. Покупний або запозичений механізм (редуктор, мастильна помпа, інше) нумерують одним номером, без розбиття на елементи. Вали нумерують римськими цифрами, починаючи від входу. Перелік основних характеристик і параметрів кінематичних елементів поданий в табл. 1.3.

Таблиця 1.3 - Основні характеристики і параметри кінематичних елементів

| Найменування | Інформація, що розміщується на схемі |
|--|---|
| <p>Джерело руху (двигун)</p> <p>Механізм, кінематична група</p> | <p>Найменування, тип, характеристика</p> <p>Характеристика основних функціональних рухів, діапазон переміщень та регулювань, інше. Передаточні відношення основних елементів. Розміри, що визначають межі переміщення: довжину переміщення або кут повороту виконавчого органу. Напрямок обертання або переміщення елементів, які визначають необхідні рухи та їх узгодження. Допускається вказувати режими роботи виробу або механізму, яким відповідають вказані напрямки руху.</p> <p><i>Примітка.</i> Для груп механізмів, які зображені на схемі умовно, без внутрішніх зв'язків, вказують передаточні відношення або характеристики основних рухів.</p> |
| <p>Кінематичні ланки:</p> <p>а) шків пасової передачі;</p> <p>б) зубчате колесо;</p> <p>в) зубчата рейка;</p> <p>в) черв'як;</p> <p>д) ходовий гвинт;</p> <p>е) зірочка ланцюгової передачі;</p> <p>ж) кулачок</p> <p>Відлікові пристрої</p> | <p>Діаметр (для змінних шківів – відношення діаметрів ведучих до діаметру ведених шківів)</p> <p>Кількість зубців (для зубчатого сектора – кількість зубців на повному колі і фактична кількість зубців)</p> <p>Модуль, для косозубих рейок – напрямок та кут нахилу зубців</p> <p>Модуль осьовий, число заходів, тип черв'яка (якщо він не Архімедів), напрямок витка і діаметр черв'яка</p> <p>Хід гвинтової лінії, кількість заходів, напис “LN” або “лів.” для лівих нарізок</p> <p>Кількість зубців, крок ланцюга</p> <p>Параметри кривих, які визначають швидкість, межі переміщення коромисла (або штовхача)</p> <p>Ціна поділки, межі вимірювання</p> |

При наявності у схемі кінематичних елементів груп настроювання та регулювання їх зображають окремо і нумерують змінні елементи прописними буквами латині. Порядкові номери таким елементам не присвоюють. Характеристики всього набору змінних елементів наводять у таблиці, яку розміщують на схемі або виконують на окремих аркушах.

Отже, на схемах вказують:


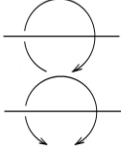

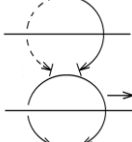
- для кожної кінематичної групи (напр., поз. 2, 14, рис.1.7) її найменування;
- для кінематичних елементів – основні параметри, які визначають виконавчий рух робочих органів.

Якщо схема містить точні механізми (відлікові, подільні та ін.), указуються всі дані щодо кінематичної точності:

- ступінь точності передачі;
- допустимі відносні зміщення;
- повороти;
- наявність “мертвих ходів” між основним ведучим та виконавчим органом.

Умовні позначення напрямів переміщення елементів подані в табл. 1.4.

Таблиця 1.4 - Умовні позначення напрямів руху елементів

| Позначення | Найменування | Позначення | Найменування |
|---|--|--|--|
|  | Рух прямолінійний: а) в один напрямок (вправо) б) в обох напрямках |  | Обертання вала а) в одному напрямку (за годинниковою стрілкою) в) в обох напрямках |
|  | Рух обертовий: а) в один напрямок (за годинниковою стрілкою) б) в обох напрямках |  | Гойдальний Гвинтовий |

Для проведення динамічного аналізу схема кінематична принципова мусить містити необхідні розміри і характеристики елементів і максимальні навантаження для основних ведучих елементів.

1.5. Характеристика механізмів

1.5.1. Основні види механізмів

Плоскі механізми з нижчими кінематичними парами. Як зазначалось, плоскими називають такі механізми, рухомі ланки яких здійснюють рух у паралельних і нерухомих площинах. Для просторових механізмів цей принцип не виконується. Нагадаємо, що нижчі кінематичні пари – це пари п’ятого класу, тобто це обертові та поступальні пари. Із плоских механізмів найбільшого поширення набули шарнірні механізми, ланки яких з’єднані тільки обертовими парами. В основу розгляду таких механізмів покладено шарнірний чотириланковий механізм ABCD, який зображений на рис. 1.9. У цьому механізмі чотири ланки: стояк 0, ланки 1, 2, 3. Ланку 1, що здійснює повне обертання навкруги нерухомої осі A, називають *кривошипом*. Ланка 2, яка утворює кінематичні пари лише з рухомими ланками, називається *шатуном*, а ланка 3, яка здійснює гойдальний рух, *коромислом*. У залежності від розмірів ланок механізм за схемою 7 може бути трьох видів: *кривошипно-коромисловий*, в якому кривошип 1 здійснює повний обертання;

двокривошипний, ланки 1, 3 здійснюють повне обертання; двокоромисловий, в якому ланки 1, 3 здійснюють гойдальний рух. У ТММ зазначається, що заміною обертових пар на поступальні можна отримати велику кількість різних за призначенням механізмів. Наприклад, якщо ланку 3 зробити такою, що вона утворить поступальну пару з правим стояком, то отримується *кривошипно-повзунний* або *коромислово-повзунний* механізм.

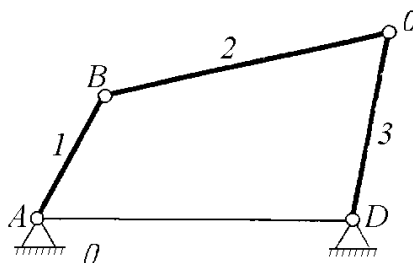


Рис. 1.9. Чотириланковий механізм ABCD

1 – кривошип, 2 – коромисло, 3 – шатун

Якщо стояк зробити таким, що він одночасно утворить обертову та поступальну пари, то утвориться *кулісний механізм*, конструктивні різновиди та схематичні зображення яких демонструються на 1.10.

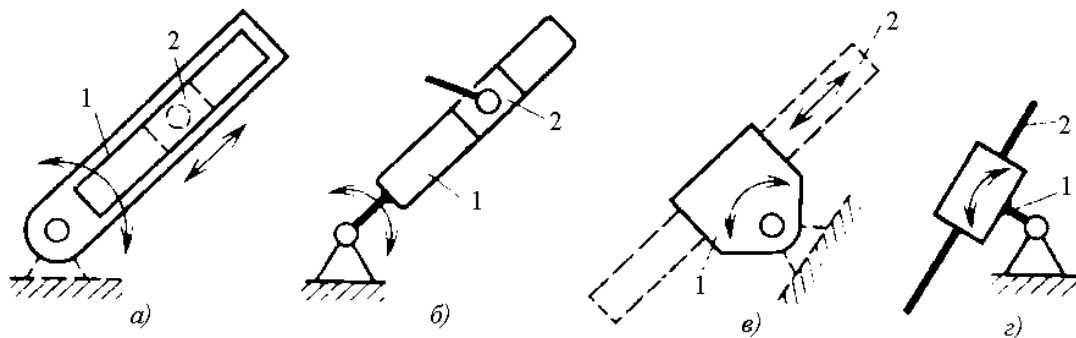


Рис. 1.10. Кулісні механізми

а), в) – конструктивний вигляд, б), г) – зображення на кінематичних схемах

Куліса – ланка важільного механізму, що обертається навколо нерухомої осі й утворює з іншими рухомими ланками поступальну пару. У схемі в якості куліси виступає ланка 1, при обертанні або гойданні якої в її напрямній буде переміщуватись повзун 1. Вихідною ланкою тут виступатиме шатун (або кривошип) 3. Конструктивно кулісу виконують у вигляді напрямної деталі 1, що обертається в стояку і може мати більшу (сх. а) або меншу довжину (сх. б) порівняно з деталлю 2, яка переміщується лінійно. До деталі 2 шарнірно (у сх. а показано отвір) приєднується наступний елемент механізму. Умовне зображення на кінематичних схемах подане відповідно на схемах в та г. Самостійно куліса функціональні перетворення не здійснює, оскільки являє собою незамкнений кінематичний ланцюг.

Зазначимо, що кулісні механізми складають основу дуже багатьох механізмів, зокрема тригонометричних.

Просторові механізми знайшли широке використання в механізмах роботів-маніпуляторів, утворюються переважно вищими кінематичними парами, за винятком сферичних шарнірних механізмів. Яскравим прикладом таких механізмів є *карданні передачі* (рис. 1.11), які використовуються для передачі обертання між валами, осі яких пересікаються й змінюють своє положення в просторі. При рівномірному обертанні вхідного вала (рис. 1.11 а) інший вал обертається нерівномірно. Вказаний недолік усунений у подвійній карданній передачі (рис.1.11 б). Названа передача по імені міланського лікаря і математика Джеронімо Кардано (G. Cardano, 1501–1576), який розробляв механізми для млинів та годинників.

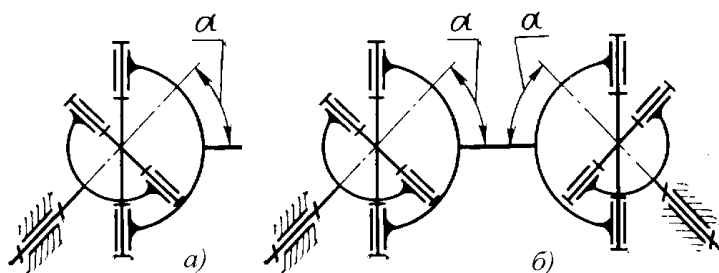


Рис. 1.11. Карданні передачі: а) – ординарна, б) – подвійна

До основних видів належать також *кулачкові, зубчаті та фрикційні* механізми, характеристика яких подається в наступній рубриці.

Гідравлічні та пневматичні механізми. Гідравлічним називають механізм, в якому передача руху здійснюється за допомогою рідин, а в пневматичних використовується стиснуте повітря.

1.5.2. Елементарні механізми перетворення руху

Основний принцип утворення механізмів вперше був сформульований *Володимиром Асуром* в 1914 р. полягає в тому, що довільний механізм утворюється шляхом послідовного нашарування кінематичних ланцюгів (при паралельному сполученні ланок утворюються диференційні механізми). Ось чому, на нашу думку, автори [4,11] вводять поняття “*елементарні механізми перетворення руху*” (ЕМПР). Зазначимо, що в ТММ цього поняття не існує, а використовується поняття “*передаточний механізм*” – система твердих тіл, яка призначена для відтворення заданої функціональної залежності між переміщеннями ланок, що утворюють кінематичні пари зі стояком.

Під терміном “*елементарний механізм перетворення руху*” будемо розуміти кінематичний ланцюг, утворений кінематичними елементами і стояком, який ви-

конує деяку функцію перетворення руху й не може бути розчленований на більш прості. *Наявність стояка обов'язкова.*

Кінематичні схеми ЕМПР та їх функції перетворення руху наведені в таблиці 1.5. Перейдемо до розгляду механізмів за таблицею.

Схема № 1. Кривошипно-шатунний механізм. Важільний чотириланковий м., який включає *кривошип* AB з довжиною плеча a , *шатун* BC з довжиною b та *повзун*, який шарнірно з'єднаний із шатуном у точці C , і нерухому напрямну лінійного переміщення повзуна. Перетворює обертовий рух кривошипа в поступальний повзуна або навпаки – поступальний рух повзуна в обертовий кривошипа (властивість інверсії “вхід – вихід”). Напрямок переміщення повзуна перетинає центр опори обертання кривошипа A , тобто $e = 0$ (м. аксіальний). Умова працездатності механізму $AB \leq BC$. На разі, якщо $a = b$, тоді точка C переміщується стосовно точки A за законом косинуса. М. використовується у двигунах внутрішнього згорання, компресорах, гідрооб'ємних машинах.

Схема №2. Кривошипно-коромисловий механізм. Шарнірний чотириланковий м., до складу якого входять *кривошип* AB , *шатун* BC , *коромисло* CD . Перетворює обертовий рух кривошипа в гойдальний рух коромисла або навпаки – гойдальний рух коромисла в обертовий рух кривошипа. Ланку 2, що утворює кінематичні пари лише з рухомими ланками, називають *шатуном*. Функція положення м. пов'язує кут гойдання кривошипа ψ з кутом повороту кривошипа φ . За один оберт кривошипа коромисло повертається на кут ψ_0 в один бік і на такий же кут в інший. У крайньому положенні коромисла шарніри кривошипа та шатуна вишиковуються в одну лінію, що показано штриховими лініями.

Схема № 3. Пантограф [*грець. pan (pantos) – все + grapho – пишу*]. Призначений для подібних перетворень кривих і виконаний у вигляді паралелограма з приєднаними до його суміжних сторін (ланок) подібних трикутників. П. запропонований англійським математиком Д Сильвестром (J. Sylvester, 1814 – 1897). Використовується для: 1) відтворення паралельних та взаємно перпендикулярних ліній; 2) для копіювання креслень у меншому або більшому масштабі.

Паралелограм $ABCD$ приєднаний до стояка в т. A . На його сторонах BC і CD розміщені подібні трикутники BCE і DFC . Із співвідношень, зумовлених даною подібністю та рівністю сторін паралелограма, випливає, що

$$\triangle ABE \approx \triangle ABF, \text{ а також } \triangle AFE \approx \triangle BCE \approx \triangle DFC.$$

На схемі однакові кути позначені однаковими буквами $\alpha, \beta, \gamma, \delta$. Отримана подібність трикутників обґрунтовує властивість П. – подібність траєкторій точок

E і F . До цього ж, траєкторія точки F розвернута відносно траєкторії точки E на незмінний кут α . Масштабні перетворення траєкторій визначаються коефіцієнтом схожості

$$k = \frac{AE}{AF} = \frac{BE}{AD}.$$

Схеми № 4, 5. Важільні механізми (рычажные) – LINKAGE.

У широкому розумінні під в. розуміють системи, ланки якого утворюють тільки обертові, поступальні, циліндричні та сферичні пари [10, с. 393], [14, с. 279]. Первинне призначення важільних систем – це зміна співвідношення сил на кінцях важеля відповідно до довжин плечей.

Розрізняють в. першого роду – двоплечовий важіль, сх. № 5, та в. другого роду – одноплечовий важіль, – сх. № 4. Основною ланкою m . є важіль l – стержень з опорою обертання. В приладобудуванні в. m . використовують для зміни масштабу лінійних переміщень. Тому у схемах вхідна та вихідна ланки утворюють поступальні пари. Переважно поступове зворотно-поступальне переміщення одного із плечей важеля здійснюється гвинтовим механізмом, в якому гвинт механізму виступатиме вхідною ланкою, а штовхач іншої поступальної пари – вихідною; тоді інверсія “входу – виходу” неможлива.

Схема № 6. Синусний механізм. Пристрій для відтворення функції положення m . у вигляді синуса кута повороту вхідної ланки. У схемі вхідною ланкою виступає кривошип l , при повороті якого повзун 2 реалізує переміщення за законом синуса. Повзун 3 фактично виконує роль шатуна, а тому схему даного механізму називають кривошипно-повзунним *с.м.* Окрім такої конструктивної реалізації розроблено ряд інших схем, одна із яких подана в у вигляді ексцентрикового механізму за схемою № 14.

Схема № 7. Тангенсний механізм. Важільний чотириланковий механізм, який містить кулісу й повзун з нерухомою напрямною. Вхідною ланкою тут виступає куліса l , гойдальні рухи якої перетворюються в зворотно-поступальні переміщення ланки 3 за законом $s = e \operatorname{tg} \varphi$. Повзун куліси 2 пов’язаний із повзуном 3 обертовою парою.

Використовується у схемах для лінеаризації законів переміщення.

Схеми № 6, №7 легко перетворити в *обернені тригонометричні механізми*, якщо здійснити інверсію вхідної та вихідної ланок.

Схеми № 8, 9. Гвинтові механізми (гвинтова пара). Основні ланки гвинтових m . – гвинт та гайка, – складають гвинтову пару. Пристрій, що містить гвинтову пару, в якій гайка або гвинт утворюють кінематичні пари зі стояком або

ланками іншого механізму, називається *гвинтовим механізмом*, призначення яких – перетворення обертового руху однієї із ланок у лінійне переміщення по осі іншої ланки. Спряжені поверхні гвинта та гайки виконані у формі гвинтових поверхонь – нарізки, яка характеризується кроком t , ходом s , профілем нарізки (тип різьби), кількістю заходів гвинтової лінії k . Лінійне переміщення елемента гвинтової пари $s = kt$; напрямок його переміщення визначається напрямком нарізки гвинтової лінії, який переважно є правим. Лівий напрямок позначається в технічній документації буквами LH.

У схемі № 8 вхідною ланкою є гвинт 1, гайка 2 виконує одночасно функції стояка. За даною схемою виконаний мікрометр. В схемі № 9 вихідною ланкою є гайка.

В більшості практичних випадків гвинтовий m . Властивостями інверсії не володіє, хоча теоретично це можливо.

Схеми № 10, № 11, № 12. Зубчаті передачі. Триланкові механізми, в яких дві рухомі ланки є зубчатими колесами, які утворюють із третьою нерухомою обертову або поступальну пару. Елементами передачі руху в цих механізмах виступають зубці, нарізані по контактуючих поверхнях. Аналізуючи наведені схеми, бачимо, що вони відрізняються геометричною формою поверхонь нарізки зубців. Згідно з цим, розрізняють циліндричні (сх. № 10), конічні (сх. № 11), гіпоїдні (частини поверхонь гіперболоїдів) зубчаті колеса. Менше колесо з. передачі називають *шестернею* або *трибом*, а велике – *колесом*. Якщо зубці нарізані на частині циліндричної поверхні, що спирається на деякий кут, то таку деталь називають *зубчатим сектором*.

Зубчаті передачі схем № 10, 11 перетворюють обертовий рух в обертовий, змінюючи при цьому кутову швидкість та обертовий момент.

Зубчата рейкова передача (сх. № 12) складається із зубчатого колеса та *зубчатої рейки*, перетворює обертовий рух в поступальний і навпаки. Нарізка зубців може виконуватись на одній із сторін рейки прямокутного, круглого або іншого поперечного перетину

Основними параметрами зубчатого колеса є *подільний діаметр D* , *кількість зубців z* та *модуль колеса m* , які пов'язані між собою так: $m = D/z$. Модуль колеса характеризує розмір зубця і був введений для уникнення ірраціональності при технічних розрахунках та вимірюваннях параметрів зубчатого колеса. Числові значення модулів уніфіковані й наводяться в стандартах. Характеристикою форми окремого зубця є його бічний профіль, який виконують у більшості випадків у формі *евольвенти*. Подільний діаметр на схемах зображений штрихпунктирним колом, умовно ділить зуб на ніжку та головку.

Наведені з. передачі властивостями інверсії “входу – виходу” володіють.

Схема № 13. Черв’ячна передача. Механізм для передачі обертання між валами, осі яких перехрещуються, за допомогою гвинта 1 (черв’яка) – ведуча ланка, і спряженого з ним черв’ячного колеса 2 – ведена. Ч. є різновидом гвинтової передачі, але відрізняються тим, що поверхні зубців колеса 2 охоплюють з деяким кутом поверхні витків черв’яка, завдяки чому підвищується несуча здатність передачі.

Ч.м дозволяє отримувати великі передаточні відношення (до 300), але при цьому має порівняно низький К.К.Д., внаслідок великого тертя в зчепленні. К.К.Д. підвищують зануренням передачі в технічне мастило.

Ч. м. виконують із різним профілем витка черв’яка: архімедовим, конволютним, евольвентним. Особливим видом ч.м. є глобоїдна передача, в якій подільна поверхня черв’яка є увігнута поверхня тора, що дозволяє збільшувати площу поверхонь спряження (коефіцієнт перекриття) і тим самим збільшувати несучу здатність передачі. Основними перевагами ч.м. є велике передаточне відношення при малій кількості ланок, а також те, що для передач із однозахідним черв’яком інверсія “входу Подільний діаметр на схемах зображений штрихпунктирним колом. виходу” неможлива. При багатозахідних ця властивість не виконується.

Схеми № 14, 15, 16. Кулачкові механізми. Пристрій, до складу якого входять кулачок – ведуча ланка та штовхач або коромисло – ведена. Для механізмів із штовхачами (сх. № 14, 15) обертовий рух кулачка перетворюється у зворотно-поступальний рух штовхача. К. із коромислом (сх. №16) перетворює обертовий рух кулачка в гойдальний рух коромисла. Основною особливістю к.м. є те, що, задаючи відповідний профіль робочій поверхні кулачка, можна отримати довільний закон переміщення вихідної ланки.

К. буває плоским або просторовим. У першому випадку к. та спряжена ланка здійснює плоский рух, який паралельний одній і тій же нерухомій площині. У другому випадку дана умова не виконується. Для забезпечення неперервного контакту ланок в к. застосовують силові або геометричне замикання. При силовому замиканні ланки механізму взаємно притискаються пружиною або силою тяжіння тягара, тиском рідини в гідроциліндрі або силою інерції. При геометричному замиканні неперервний контакт ланок забезпечується геометрією ланок, що взаємодіють. Переважно в тілі кулачка прорізають пази, рівновіддалені від робочої поверхні, в які заводять циліндричні ролики наконечників штовхача або коромисла.

В схемі № 14 як кулачок виступає *ексцентрик* – фігура у вигляді круга, вісь

обертання якого не збігається з геометричним центром на величину e (ексцентриситет).

У схемах № 15, 16 профілі поверхонь кулачків виконані у формі спіралі Архімеда, для якої приріст радіус-вектора поверхні ΔR пропорційний куту повороту φ , тобто рівняння поверхні запишеться так: $R(\varphi) = R_0 + k\varphi$. Тут: R_0 – початковий радіус при $\varphi = 0$, k - коефіцієнт підйому, $k = T/2\pi$. Величина T – період кулачка – це приріст радіус-вектора поверхні кулачка при повному оберті, тобто на кут 2π .

Інверсією вхідної та вихідної ланок такі механізми не володіють.

Схема № 17. Клинова передача. Є різновид кулачкового механізму з поступальним переміщенням кулачка у вигляді клина I як вхідної ланки та штовхача I . Використовується для зміни масштабу лінійних перетворень у взаємно перпендикулярних та близьких до вказаних напрямках.

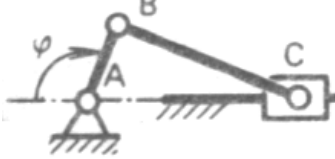
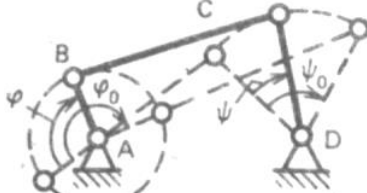
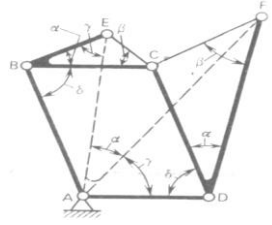
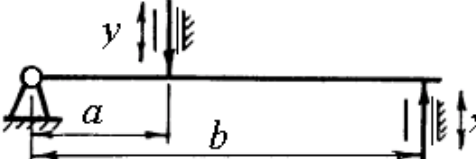
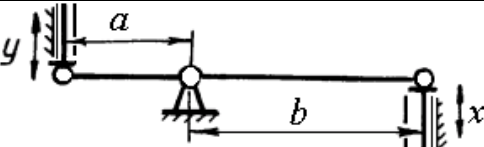
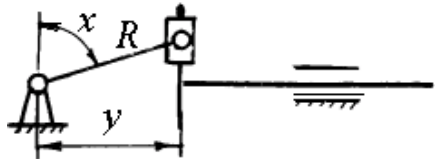
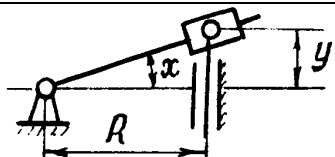

На разі, якщо кут тиску штовхача на поверхню клина вийде за межі конуса тертя, механізм володітиме властивостями інверсії “входу – виходу”.

Схема № 18. Мальтійський механізм. Назва походить від подібності вихідної ланки з мальтійським хрестом – емблемою духовного лицарства Мальтійського ордена. M . – пристрій, який перетворює неперервний обертовий рух вхідної ланки в односторонній перервний (стрибковий) рух вихідної ланки. M . називають також кроковим механізмом. Застосовують в автоматичних лініях для транспортування виробів із зупинками для здійснення технологічних операцій та верстатах-автоматах для зміни інструмента. В схемі зображено найпростіший m . Ведучою ланкою є кривошип 1 з пальцем 3 , який взаємодіє з пазом вихідної ланки 2 – мальтійського хреста. Ланка 1 рухається неперервно, ланка 2 здійснює перервний обертовий рух. За один цикл вільного руху палець переміщується на кут φ_1 , взаємодія з вихідною ланкою складає кут φ_1 . У той час мальтійський хрест повертається на кут ψ . Кут повороту вихідної ланки $\psi = 2\pi/z$, де z – кількість пазів хреста. Відношення часу руху вихідної ланки до часу одного циклу називають коефіцієнтом руху τ_p . Очевидно, що $\tau_p = \varphi_2/2\pi = 0,5(z - 2)/z$, оскільки $\varphi_2 = \pi - \psi$. Інверсією ланок “вхід – вихід” механізми не володіють.

Схема № 19. Фрикційний механізм [від лат. frictio (frictions) - тертя]. Пристрій, в якому передача руху, гальмування або розгін здійснюється завдяки силам тертя між тілами, які притискуються одне до одного.

На схемі зображена лобова фрикційна передача, в якій ролик 2 може встановлюватись на довільних віддальх R від осі обертання ланки 1 , що забезпечить зміну передаточного відношення передач. M ., в яких передаточне відношення може плавно регулюватись, називають безступінчастими передачами.

Таблиця 1.5-Елементарні механізми перетворення руху

| № | Кінематичні схеми механізмів | Назва механізму, функції перетворення руху |
|---|---|---|
| 1 |  | <p>Кривошипно-шатунний</p> $y_C = -AB \cos \varphi - BC \sqrt{1 - \left(\frac{AB}{BC} \sin \varphi\right)^2}$ $\cos \varphi = \left(\frac{BC^2 - AB^2 - y_C^2}{2AB y_C} \right)$ |
| 2 |  | <p>Кривошипно-коромисловий</p> |
| 3 |  | <p>Пантограф $\triangle ABE \sim \triangle ADF$ $\triangle AFE \sim \triangle BCE \sim \triangle DFC$ $k = \frac{AE}{AF} = \frac{BE}{AD}$ k – коефіцієнт схожості траєкторій руху точок E і F</p> |
| 4 |  | <p>Важільний, $y = \frac{a}{b} x$</p> |
| 5 |  | <p>Важільний, $y = -\frac{a}{b} x$</p> |
| 6 |  | <p>Синусний, $y = R \sin x$</p> |
| 7 |  | <p>Тангенсний $y = R \operatorname{tg} x$</p> |
| 8 |  | <p>Гвинтовий. $y = \frac{kt}{2\pi} x$. t – крок нарізки, k – кількість заходів</p> |


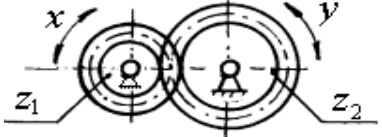
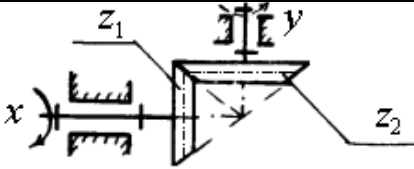
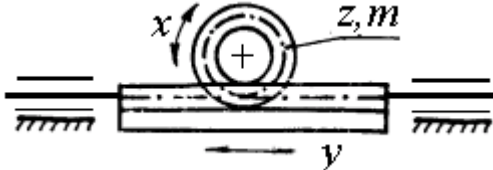
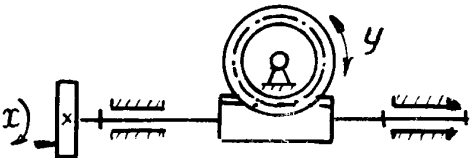
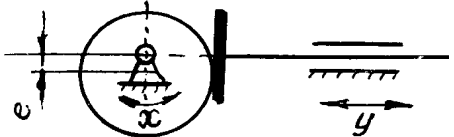
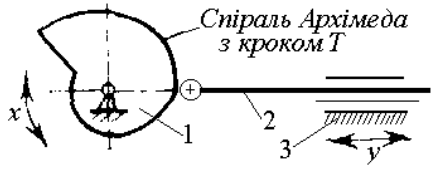
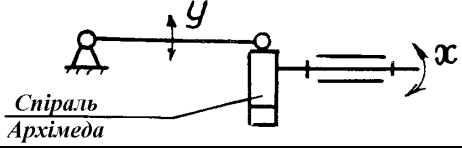
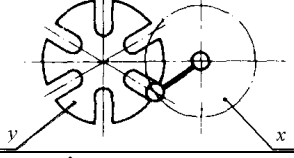
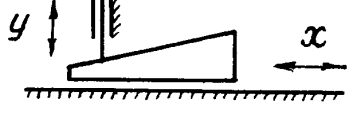
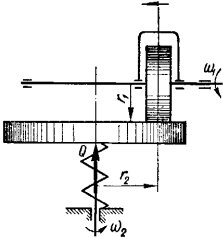







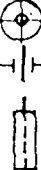





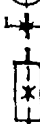

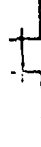

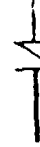

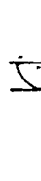
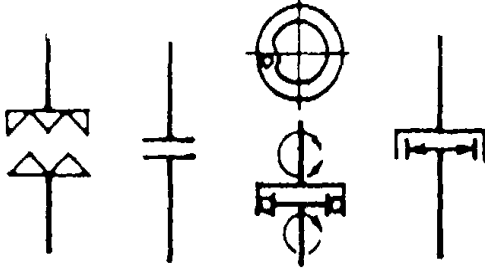
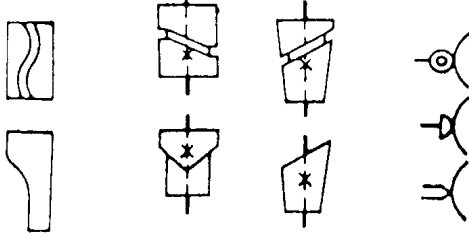
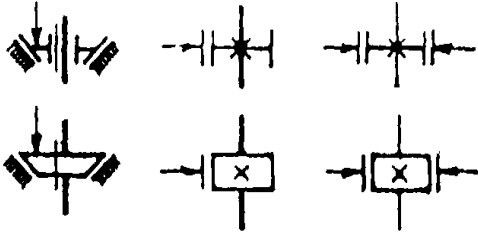
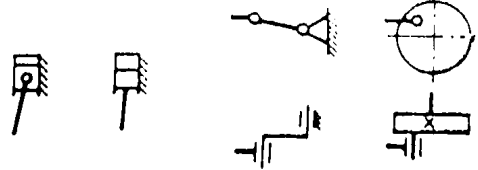
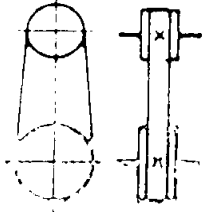

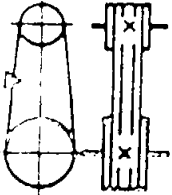

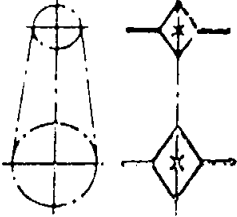

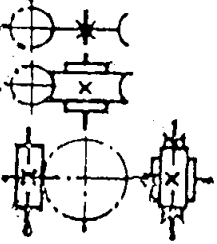

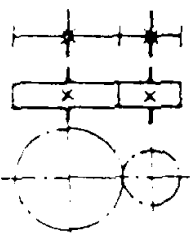
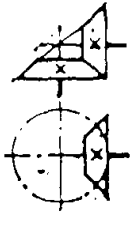
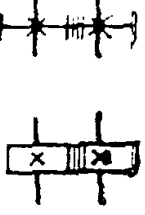
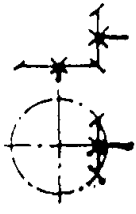
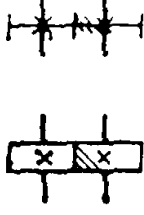
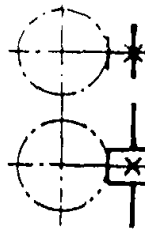
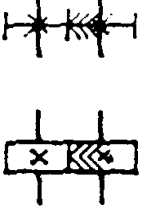
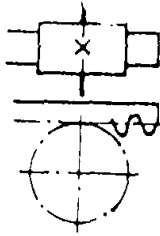
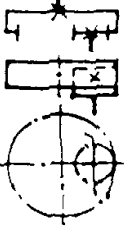
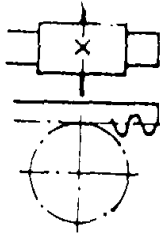
| | | |
|----|---|---|
| 9 |  | Гвинтовий. $y = -\frac{kt}{2\pi}x$. t – крок нарізки, k – кількість заходів |
| 10 |  | Зубчатий, $y = -\frac{z_1}{z_2}x$. |
| 11 |  | Зубчатий, $y = -\frac{z_1}{z_2}x$. |
| 12 |  | Зубчато-реєчний, $y = \frac{zm}{2}x$. m – модуль зчеплення |
| 13 |  | Черв'ячний, $y = \frac{k}{z}x$. k – кількість заходів черв'яка |
| 14 |  | Ексцентриковий $y = e \sin x$ e – ексцентриситет |
| 15 |  | Кулачковий зі штовхачем $y = \frac{T}{2\pi}x$ T – крок спіралі |
| 16 |  | Кулачковий з коромислом $y = \arcsin\left(\frac{T}{2\pi R}x\right)$. |
| 17 |  | Мальтійський механізм: [12, с.174 – 177] |
| 18 |  | Клино-повзунковий $y = (\operatorname{tg} \beta)x$. |
| 19 |  | Фрикційний механізм $y(\omega_2) = \frac{R_1}{R_2}x(\omega_1)$. |





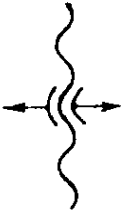
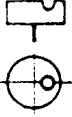
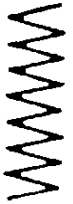
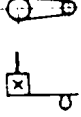


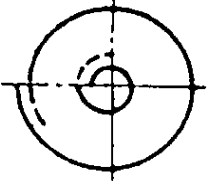

Табл.1.6-Умовні позначення для кінематичних елементів: ГОСТ 2.770 - 68

| Зображення | Найменування | Зображення | Найменування |
|---|--|---|---|
|  | <p>Вал, валик, вісь, стержень, шатун і таке інше</p> |  | <p>Підшипники кочення:</p> |
|  | <p>Опора:</p> <p>а) нерухома</p> |  | <p>а) радіальні кулькові</p> |
|  | <p>б) рухома</p> <p>З'єднання стержнів:</p> |  | <p>б) радіальні роликові</p> |
|  | <p>а) жорстке</p> <p>б) шарнірне</p> |  | <p>в) радіальні упорні односторонні</p> |
|  | <p>в) сферичним шарніром</p> <p>Підшипники ковзання та кочення без уточнення типу</p> |  | <p>З'єднання деталей з валом:</p> |
|  | <p>а) радіальні</p> |  | <p>а) вільне обертання</p> |
|  | <p>б) радіальні упорні односторонні</p> |  | <p>б) переміщення вздовж вала при обертанні</p> |
|  | <p>Підшипники ковзання:</p> <p>а) радіальні</p> |  | <p>в) з допомогою висувної втулки</p> |
|  | <p>б) радіальні упорні односторонні</p> |  | <p>г) глухе</p> |
|  | |  | <p>З'єднання двох валів:</p> |

| Зображення | Найменування | Зображення | Найменування |
|--|--|--|--|
|  | <p>Муфти зчеплення:</p> <p>а) кулачкові односторонні</p> <p>б) фрикційні (без зображення типу) із самовклученням</p> <p>в) обгону односторонні</p> <p>г) доцентрові</p> |  | <p>Кулачки плоскі: повздовжнього переміщення</p> <p>Кулачки барабанні: а) циліндричні б) конічні</p> <p>Штовхачі для кулачкових механізмів: а) пальцеві б) тарілкові в) роликкові</p> |
|  | <p>Гальма:</p> <p>а) конусні</p> <p>б) колодкові</p> <p>в) стрічкові</p> |  | <p>Циліндри з поршнями:</p> <p>а) нерухомі з шатуном</p> <p>б) нерухомі зі штоком</p> <p>З'єднання кривошипу з шатуном а) постійного радіуса; б) змінного радіуса</p> |

| Зображення | Найменування | Зображення | Найменування |
|---|---|---|---|
|  | <p>Передача ременем: а) плоским відкритим</p> |  | <p>З'єднання кривошипа з шатуном із змінною довжиною плеча</p> |
|  | <p>б) клиноподібним</p> |  | <p>З'єднання колінчастого вала з шатуном</p> |
|  | <p>Передача ланцюгом</p> |  | <p>Мальтійські механізми з радіальним розміщенням пазів на мальтійському хресті та зовнішнім зчепленням пальця кривошипа</p> |
|  | <p>Передача черв'ячна з циліндричним черв'яком</p> |  | <p>Шків ступінчастий, закріплений на валу</p> |

| Зображення | Найменування | Зображення | Найменування |
|---|---|---|---|
|  | <p>Передачі зубчаті з циліндричними колесами:</p> <p>а) зовнішнє зчеплення без уточнення виду зубців</p> |  | <p>Зубчаті передачі</p> |
|  | <p>б) з прямими зубцями</p> |  | <p>Передача конічними колесами; осі коліс пересікаються</p> |
|  | <p>в) з косими зубцями</p> |  | <p>Передача гвинтова (гвинтова нарізка зубців на циліндричних колесах); осі коліс перехрещуються</p> |
|  | <p>г) шевронне зчеплення</p> |  | <p>Передача рейкова</p> |
|  | <p>д) внутрішнє зубчате зчеплення</p> |  | |

| Зображення | Найменування | Зображення | Найменування |
|---|---|---|--|
|  | <p>Гвинт, що передає рух (ходовий, кінематичний)</p> |  | <p>Пружини листові:</p> |
|  | <p>Гвинт кінематичний з не- роз'ємною гайкою</p> |  | <p>а) одинарні</p> |
|  | <p>Гвинт кінематичний з роз'ємною гайкою</p> |  | <p>б) ресора</p> |
|  | <p>Пружини:</p> <p>а) циліндрична стиску</p> |  | <p>Ексцентрик</p> |
|  | <p>б) циліндрична розтягу</p> |  | <p>Рукоятка приводу обертання</p> |
|  | <p>в) спіральна</p> |  | <p>Маховичок</p> <p>Закінчення вала під роз'ємний привід обертання</p> |

Тема: Структура та кінематичні схеми механізмів

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №1 Вивчення елементарних механізмів

МЕТА РОБОТИ:

практичне ознайомлення з призначенням, принципом дії, конструкціями, елементною базою, схематичними зображеннями елементарних механізмів.

1. Завдання до роботи

- 1.1. Ознайомитись з принципом дії, будовою та призначенням таких механізмів та передач:
 - 1.1.1. гвинтових;
 - 1.1.2. зубчатих:
 - рядових з циліндричними або конічними колесами;
 - зубчато-реєчних;
 - черв'ячних.
 - 1.1.3. кулачкових;
 - 1.1.4. мальтійського;
 - 1.1.5. карданної передачі.
- 1.2. Зарисувати ескізи кінематичних схем вказаних механізмів згідно таблицею “Елементарні механізми перетворення руху”.
- 1.3. Провести короткий аналіз цих механізмів, висвітливши наступне:
 - характер перетворення руху, їх призначення;
 - виявити вхідну та вихідну ланки, можливість їх інверсії;
 - виявити ланки та характер їх спряжень, що забезпечують функціональні перетворення руху.
- 1.4. Перелічити та вказати на ескізах елементну базу механізмів у технічних термінах та параметри окремих ланок.

Обладнання, пристосування, матеріали
Моделі діючих механізмів

2. Методика виконання роботи

2.1. Порядок виконання роботи

2.1.1. Отримати від керівника заняття допуск до виконання, навчально-методичний матеріал, технічні засоби з предмету роботи.

2.1.2. За практичним прикладом, приведеним в інструкції, освоїти методику проведення аналізу механізмів.

2.1.3. Послідовно, механізм за механізмом, виконати роботу згідно рубрик 2 – 5 завдання до роботи.

2.2. Приклад виконання роботи

Нехай наявна модель механізму поршневого компресора (двигуна внутрішнього згорання), графічне зображення якого подане на рис. 1.11. Конструкція механізму така. Базою двигуна, тобто стояком, є циліндр 1 з рамою (картером). Вхідною ланкою тут є кривошип 1, який отримує обертовий рух від електродвигуна посередництвом вала 1. Вихідна ланка – поршень 3, який стискує повітря в робочій камері 5.

Якщо схема використовується як двигун внутрішнього згорання, то вхідною ланкою буде поршень 3, який отримує поступальний рух внаслідок вибухового згорання в камері 5 горючої суміші. Цей поступальний рух перетворюється в обертовий вихідного вала 1, який у подальшому і виконує корисну роботу.

Шатун 2 та кривошип 1 є проміжними ланками, які забезпечують перетворення поступального руху в обертальний або навпаки.

Літерами А, В, С зображені обертальні пари, літера D – поступальна.

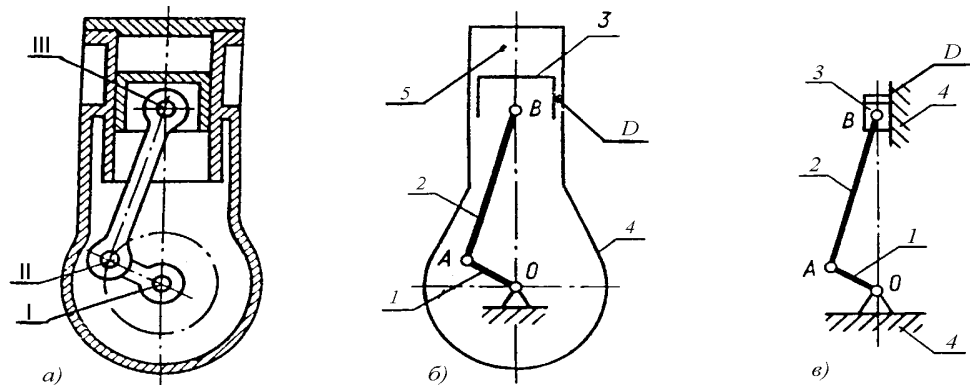


Рис. 1.12. Кривошипно-шатунний механізм компресора (двигуна внутрішнього згорання):

а) конструктивна схема; б) напівсхематичне зображення; в) кінематична схема.

1 – кривошип (колінчастий вал), 2 – шатун, 3 – поршень, 4 – циліндр (з картером), 5 – камера згорання. I – вихідний вал, II – шийка кривошипа, III – палець поршня.

A, B, O – обертові пари, 5 – ий клас, D – поступальна пара, 5 - ий клас.

Кінематична схема механізму зображена на рис. 1.12 в. Окрім вказаних на

схемі нумерації ланок та кінематичних пар, безпосередньо на рисунку на лініях-виносках записуємо їх технічні назви. Даний механізм володіє інверсією руху.

Протокол звіту містить:

1. Назву, мету, завдання до роботи;
2. Ескізи елементарних механізмів, виконаних на окремих аркушах;
3. Назви кінематичних елементів механізмів у технічних термінах, які наводяться безпосередньо на ескізах на полицях виносних ліній.
4. На зворотній сторінці записують текстову інформацію про схему:
 - призначення механізму,
 - вхідну та вихідну ланки,
 - приклад примірного застосування механізму.

Контрольні запитання

1. Дати означення механізмів.
2. Що розуміємо під терміном “Структура механізмів”?
3. Що розуміти під терміном “властивості інверсії вхідної та вихідної ланок”?
4. Що розуміємо під терміном “елементарний механізм”?
5. Описати принцип дії, призначення, та схематичні зображення механізмів, що вивчаються.
6. Відповідно до таблиці схем класифікувати механізми за характером перетворення руху.
7. Вкажіть основні параметри механізмів, що розглядаються.

Тема: Структура та кінематичні схеми механізмів

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

Структура та кінематичні схеми механізмів

МЕТА РОБОТИ:

- набуття навиків практичного аналізу механізмів;
- набуття навиків читання та складання кінематичних схем

1. Завдання до роботи

- 1.1. Розробка кінематичних схем двох механізмів.
 - 1.1.1. Згідно з діючою моделлю.
 - 1.1.2. Згідно з схемою аксонометричного зображення.
- 1.2. Провести частковий структурний аналіз названих механізмів.
 - 1.2.1. Виявити вхідну та вихідну ланки, описати принцип роботи механізмів.
 - 1.2.2. Ідентифікувати кінематичні елементи в технічних термінах.
 - 1.2.3. Виявити кінематичні пари, встановити клас пар.
 - 1.2.4. Провести розрахунки ступеня рухомості механізму за формулою Чебишева.
- 1.3. Зробити висновки щодо призначення механізмів.

Обладнання, пристосування, матеріали

Моделі механізмів, каталог аксонометричних зображень механізмів.

2. Методика виконання роботи

2.1. Порядок виконання роботи

- 2.1.1. Отримати допуск до роботи.
- 2.1.2. Отримати діючий механізм для аналізу.
- 2.1.3. Отримати схему аксонометричного зображення механізму.
- 2.1.4. Скласти кінематичні схеми механізмів та провести аналіз згідно із завданням.

2.2. Приклад виконання роботи

2.2.1. Аналіз кінематичної схеми механізму

Для прикладу розглянемо трубчастий манометр, який використовується для вимірювання тиску газу та рідин. Конструктивний вигляд такого манометра (без корпусу) зображений на рисунку 1.13. Як датчик тиску тут використовується сегмент металічної пружної трубки *1* з поперечним перетином овальної форми. Один її кінець є базовим і впаяний у різьбовий штуцер. З його допомогою якогось порожнина трубки з'єднується із середовищем, тиск якого підлягає вимірюванню. Під дією різниці зовнішнього p_0 та внутрішнього p тисків еліптичний перетин трубки прагне стати круглою формою, внаслідок чого заглушений вільний кінець переміщується за деякою траєкторією.

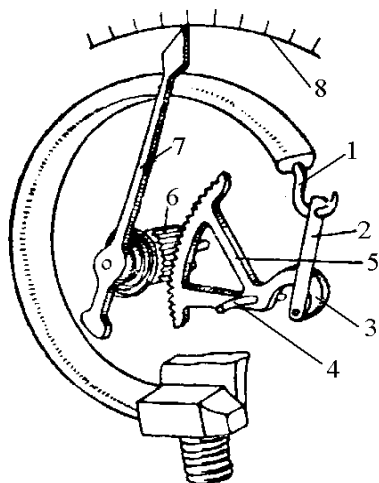


Рис. 1.13. Конструктивний вигляд трубчатого механічного манометра.

Це переміщення посередництвом передаточних ланок 2, 3, 5, 6 перетворюється в обертний рух стрілки 7; відлік тиску здійснюється за шкалою 8. Кутове переміщення ψ вільного кінця трубчастої пружини в межах пружності матеріалу, з якого вона виготовлена, визначається так:

$$p - p_0 = C\psi. \quad (1.3)$$

У цій формулі C – жорсткість пружини, яка вважається величиною постійною в межах пружності її матеріалу.

Кінематична схема манометра подається на рисунку 1.14.

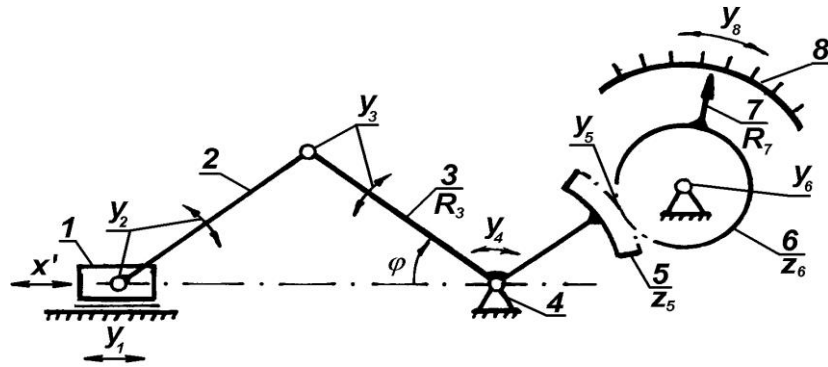


Рис. 1.14. Принципова кінематична схема трубчастого механічного манометра

З точки зору ТММ даний механізм складається з таких простих механізмів: повзунковий (ланка $\underline{1}$); кривошипно-шатунна передача (ланки 2, 3); зубчато-секторна передача (ланки 5, 6); індикаторна система (ланки 7, 8).

2.2.1. Розрахунок ступеня рухомості механізму

Налічуємо такі рухомі ланки механізму: 1 – повзун 1; 2 – шатун 2; 3 – кривошип 3 та нерухомо приєднаний до нього зубчатий сектор 5; 4 – зубчате колесо 6 з приєднаною стрілкою 7. Отже, кількість рухомих ланок $n = 4$.

Розглянемо наявні кінематичні пари та їх клас, тобто рухомі з'єднання двох ланок. Спостерігаємо: перша: повзун 1 та напрямна лінійного руху – це пара п'ятого класу, зображено координатою y_1 ; друга: пара п'ятого класу, шарнірне з'єднання (таке, що дозволяє обертовий рух) шатуна та повзуна – координата y_2 ; третя: обертова пара п'ятого класу, з'єднання шатуна та кривошипа – координата y_3 ; четверта: пара п'ятого класу, обертове з'єднання кривошипа та зубчатого сектора зі стояком, координата y_4 ; п'ята: пара четвертого класу, зубчате з'єднання зубчатого сектора та зубчатого триба, координата y_5 ; шоста: пара п'ятого класу, обертання триба на нерухомій осі, закріпленої до стійки, координата y_6 .

Обрахунок показує, що кількість пар п'ятого класу $p_V = 5$, а кількість пар четвертого класу $p_{IV} = 1$.

Розрахуємо ступінь рухомості механізму згідно з формулою Чебишева.

$$W = 3n - 2p_V - p_{IV} = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 1 = 1.$$

Таким чином, ми переконались, що механізм виявить однозначність перетворення вхідної величини (тиску в системі p), тобто принципова кінематична схема не виявляє надлишкових зв'язків, які можуть привести до неоднозначності перетворення вхідного сигналу.

Протокол звіту містить

1. Назву, мету, завдання до роботи.
2. Дві кінематичні схеми механізмів.
3. Схема діючого механізму та записка виконується в робочому зошиті в ескізному варіанті.
4. Схема, що аналізується за графічним зображенням, виконується на аркушах формату *A4* згідно з вимогами “Стандартів”. Приклад виконання – рис. 1.7.
5. Пояснювальні записки, в яких подається структурний аналіз механізмів, основний зміст яких складає:
6. Призначення, характеристика механізмів.
7. Характеристика ланок механізму, їх конструктивні параметри.
8. Встановлення вхідної (або початкової) та вихідної ланок, властивості інверсії руху цих ланок.
9. Виявлення активних та пасивних кінематичних пар, їх класу, розрахунки ступені рухомості за формулою Чебишева.
10. Висновки щодо призначення механізмів.

Контрольні запитання

1. Які види кінематичних схем вводяться стандартами ЕСКД?
2. Яка інформація про елементи механізму подається безпосередньо на кінематичних схемах?
3. Знати умовні графічні зображення основних кінематичних пар.
4. Чим відрізняються вищі кінематичні пари від нижчих?
5. Чим відрізняються складні механізми від простих?
6. Які функції виконують механізми, що досліджувались у роботі?
7. Які основні характеристики або параметри гвинтових механізмів?
8. Які основні характеристики або параметри кулачкових механізмів?
9. Які основні характеристики або параметри зубчатих механізмів?
10. Яка послідовність встановлення функцій перетворення руху складних механізмів?
11. Який із механізмів, що розглядалися, можна використати для забезпечення довільного закону руху вихідної ланки?

Тема 2. Кінематичні дослідження передаточних механізмів

2.1. Вступ

Переважно механізми виконують два завдання. Перше: передати неперервний обертовий рух від джерела до робочого органу або перетворити його в неперервний поступальний рух. Друге: забезпечити необхідний закон руху вихідної ланки при заданому русі вхідної (початкової).

Механізми, які виконують перше завдання, називають *передачами*. В другому випадку їх називають *функціональними* або *передаточними*. Для таких механізмів основним є кінематичні характеристики або параметри: передаточна функція, функція положення, передаточне відношення, передаточне число, аналог швидкостей точки (ланки), аналог кутових швидкостей та прискорення.

2.2. Терміни та визначення

КІНЕМАТИКА, KINEMATICS – розділ механіки, в якому вивчається рух матеріальних тіл без урахування їх маси й діючих на них сил.

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ, KINEMATIC ANALYSIS OF A MECHANISM – встановлення законів руху ланок механізму при заданому русі початкової (або початкових) ланки.

Кінематичним аналізом встановлюються такі залежності в часі:

- функції переміщення;
- функції швидкостей;
- функції прискорення.

До кінематичного аналізу механізмів належать також встановлення аналога швидкості та аналога прискорення ланок механізмів. У такому разі як ординат функцій виступає узагальнена координата початкової ланки.

ПЕРЕДАТОЧНА ФУНКЦІЯ – залежність параметрів руху або стану ланки, що розглядається, від параметрів руху або стану вхідної ланки.

ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ – відношення швидкості однієї ланки механізму до швидкості іншої ланки, якщо спеціально не обумовлено, то швидкості вхідної ланки до швидкості вихідної.

ФУНКЦІЯ ПОЛОЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ, POSITION FUNCTION OF A MECHANISM – залежність координати вихідної ланки від узагальнених координат механізму.

ПЕРЕДАЧА, TRANSMISSION – механізм для передачі неперервного обертового руху або перетворення його в неперервний поступальний рух.

РЕДУКТОР (лат. *reducere* – приводити до начала, відсувати назад, повертати) - понижуюча передача, яка включає в себе систему ланок, що взаємодіють, розміщених в єдиний корпус. Якщо як ланки виступають зубчаті колеса, то його називають зубчатим редуктором.

МУЛЬТИПЛІКАТОР (лат. *multiplicator* – той, що помножує) – пристрій, що підсилює дію; зокрема передача підвищення обертів, яка включає в себе систему коліс, що взаємодіють, і які розміщені в єдиному корпусі.

ЗУБЧАТА ЛАНКА – ланка, яка має один або кілька зубців. Зубчата ланка може виконуватись у вигляді циліндричних та конічних коліс або на одній із сторін рейки прямокутного, круглого чи іншого поперечного перетину. Останню називають зубчатою рейкою. Якщо зубці нарізані на частині циліндричної поверхні, що опирається на деякий кут, то таку деталь називають зубчатим сектором.

ЗУБЧАТЕ КОЛЕСО – зубчата ланка із замкненою системою зубців може виконуватись у вигляді циліндричного або конічного колеса із замкнутою системою зубців, що забезпечує неперервний рух спряженого колеса. Менше колесо передачі прийнято називати шестернею або трибом. Більше колесо називають зубчатим колесом або просто колесом.

ЗУБЧАТА ПЕРЕДАЧА – триланковий механізм, в якому дві рухомі ланки є зубчатими колесами, які утворюють з нерухомою ланкою (стояком) обертальну або поступальну пари.

ЗУБЧАТИЙ МЕХАНІЗМ – передаточний механізм, з допомогою якого здійснюється перетворення обертового руху в обертовий, обертового в поступальний, поступального в обертовий; передача руху здійснюється з допомогою зубчатих ланок.

ЧЕРВ'ЯЧНИЙ МЕХАНІЗМ, WORM MECHANISM – механізм, що перетворює обертовий рух в обертовий між валами, осі яких схрещуються. Ведучою ланкою є гвинт (черв'як), а спряжене з ним черв'ячне колесо – ведена.

ВАЛ, ВІСЬ – вал – це довгий циліндр, уздовж якого обертальний момент передається із ведучої на ведені ланки механізму; вісь спрямовує або орієнтує обертовий рух ланок.

МУФТА (нім. *Muffe*, гол. *powtje*) – пристрій для з'єднання валів, труб, канатів.

КУЛАЧОК, САМ – ланка, яка має елемент вищої пари, виконаний у вигляді верхньої змінної кривизни.

КУЛАЧКОВИЙ МЕХАНІЗМ, САМ MECHANISM – механізм, до складу якого входить кулачок.

2.3. Зубчаті механізми

Серед передаточних механізмів особливе місце займають зубчаті, які перетворюють обертовий рух як найбільш характерний двигунам (електродвигун, двигун внутрішнього згорання). Ці перетворення стосуються кутової швидкості ω або обертового моменту M як за величиною, так і за напрямком. Основною ланкою цих механізмів є зубчате колесо, а основним елементом останнього – зубець. Перетворення руху здійснюється в системі зубчатих зачеплень двох коліс.

2.3.1. Зубчаті колеса та зубчаті зачеплення

Однією із класифікаційних ознак зубчатих зачеплень є поняття аксоїдних поверхонь як поверхонь взаємодії двох коліс. Отже, аксоїдна поверхня – це поверхня, яка описується миттєвою віссю відносного руху коліс передач у системі координат кожного із коліс. Згідно з цим поняттям, взаємне розміщення зубчатих коліс передач класифікують за характером розміщення їх осей обертання. Основні види зубчатих коліс та типи зубчатих зачеплень подані на рисунках 3.1.

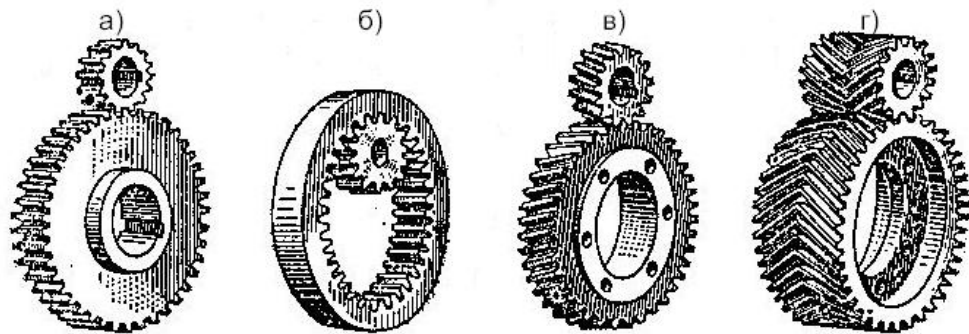


Рис.3.1. Зубчаті циліндричні колеса та зачеплення з паралельними осями;

а, б – з прямими зубцями; в – косозубі, г – косозуба шевронна

Зубчаті колеса передачі з паралельними осями мають циліндричні аксоїдні поверхні (рис. 3.1 *а,б,в,г*). Передачі із осями, що перетинаються, – конічні аксоїдні поверхні (рис. 3.2 *а,б,в*).

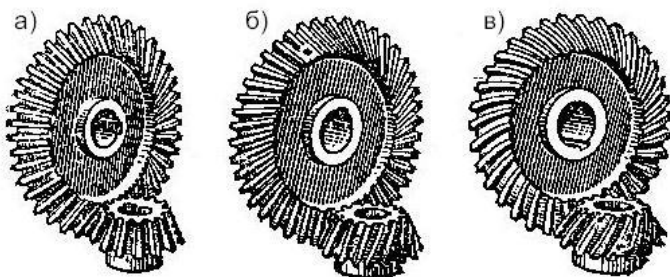


Рис.3.2. Зубчаті конічні колеса та зачеплення з осями, що перетинаються: а – прямозубі, б – косозубі, в – криволінійні (гвинтові) напрями ліній зубців

На рис. 3.3 показані передачі із перехрещеними осями; *а* – гвинтова передача, *б* – аксоїдні, поверхні спряжень коліс є частини поверхонь гіперболоїдів, які в деяких випадках називають гіпоїдними передачами.

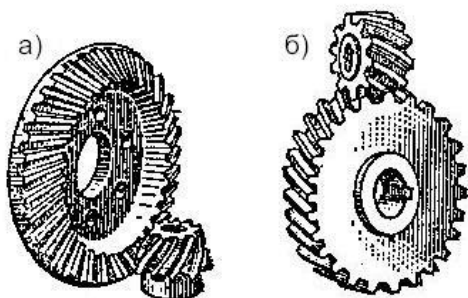


Рис. 3.3. Зубчаті колеса з осями, що перехрещуються:

а – циліндричні колеса з гвинтовим напрямком лінії зубця шестерні; *б* – гіперболоїдні (гіпоїдні) поверхні спряження (або конічні) з косозубими або криволінійними зубцями коліс.

До передач, осі яких перехрещуються, належать черв'ячні передачі (рис. 3.4).

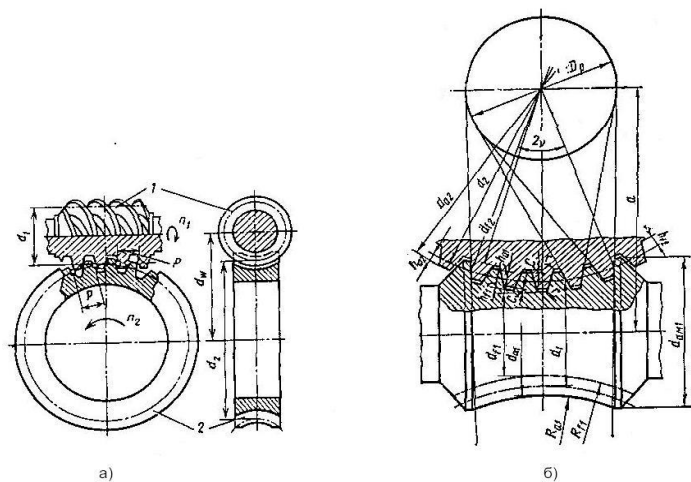


Рис. 3.4. Геометрія зачеплень черв'ячних передач:

Рис. 3.6 *а* – початкові та подільні поверхні черв'яка та колеса – циліндри з аксоїдами гіперболоїдного типу; рис. 3.4 *б* – черв'ячні передачі з аксоїдами глобоїдного типу

Фронтальна проекція гіперболоїдних зачеплень подана на рис. 3.5 *а*, на рис. 3.5 *б* – просторовий вигляд цих поверхонь. Основна форма аксоїдних поверхонь черв'ячних передач є гіперболоїди з циліндричними початковими та подільними поверхнями черв'яка та колеса (рис. 3.4 *а*), але існують черв'ячні передачі глобоїдного типу (рис. 3.4 *б*) (від лат. globus – куля, eidos – вид).

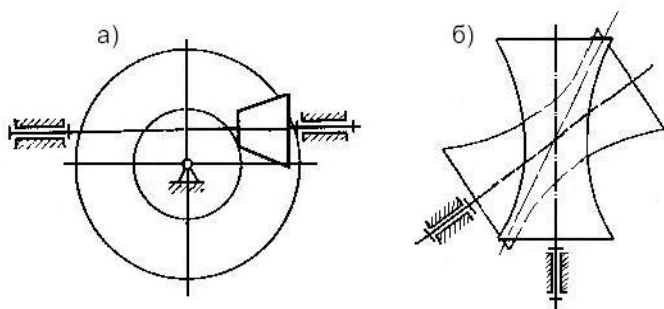


Рис. 3.5. Аксоїди поверхонь гіперболоїдного виду: *а* – взаємне розміщення коліс (осі перехрещені), *б* – просторове зображення поверхонь взаємодії

Гвинтова зубчата передача (рис. 3.3 а) належить до передач гіперболоїдного типу, але подільні поверхні зубчатих коліс є циліндричними.

Наявність такої різноманітності пояснюється специфікою технічних завдань, які виникають при передачі обертового руху. Так, косозубі, шевронні, гіперболоїдні, глобоїдні зачеплення забезпечують великий коефіцієнт перекриття зубчатої передачі (тобто більша кількість зубців бере участь у передачі руху), що дозволяє передавати значні силові потоки, а також зменшувати мертвий хід, підвищуючи таким чином характеристики точності. Окрім цього, ще можна назвати й потребу в передачах, в яких спряжені вали взаємно розміщуються під довільним кутом.

На рис. 3.4 показано зубчату рейкову передачу, яка використовується для перетворення обертового руху в поступальний і навпаки.

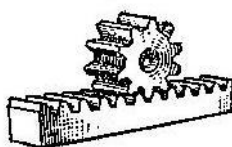


Рис. 3.6. Зубчата рейкова передача

2.3.2. Рядові зубчаті механізми та їх кінематика

Існують такі зубчаті механізми: *рядові, планетарні та хвильові*.

Рядові механізми складаються із послідовно приєднаних пар зубчатих коліс, осі яких у процесі перетворення обертового руху не змінюють свого взаємного положення. Осі зубчатих коліс рядових механізмів можуть бути паралельними, пересікатись або перехрещуватись; форма аксоїдних поверхонь – довільна. Розрізняють одно-, дво-, та багатоступеневі механізми. Порядок ступеня визначається кількістю ступенів перетворення руху.

На рис. 3.7 а, б зображені кінематичні схем одноступеневих механізмів.

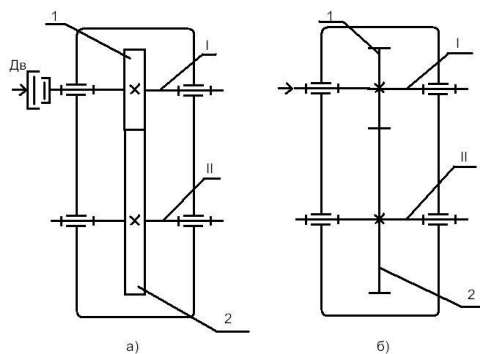


Рис. 3.7. Кінематичні схеми одноступеневих рядових зубчатих механізмів: відрізняються наявністю муфти в сх. а) та умовним зображенням зубчатих коліс (сх. б)

На рисунках 3.8 демонструються двоступеневі передачі. До схеми в) введені пасивні колеса 1' та 2', які призначені для силового розвантаження першого ступеня редукції та ослаблення негативного впливу деформації згину валів I, II на роботу механізму.

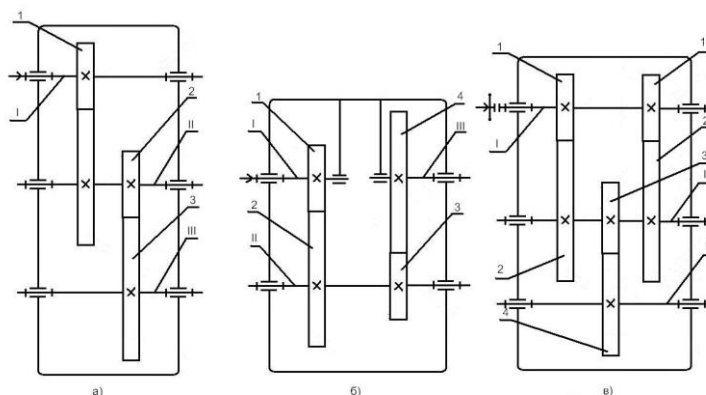


Рис.3.8. Кінематичні схеми двоступеневих зубчатих механізмів:

а) розгорнута класична схема, б) компактна, в) схема з пасивними колесами 1', 2'

В схемах рис. 3.9 бачимо застосування конічних зубчатих коліс; в сх. б зустрічаємо комбінацію конічних та циліндричних коліс.

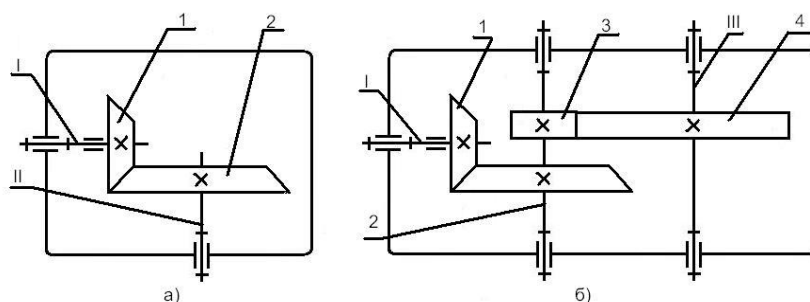


Рис.3.9. Кінематичні схеми зубчатих механізмів із конічними колесами

2.3.3. Передаточні відношення зубчатих механізмів

Основною кінематичною характеристикою передаточних механізмів, яка вказує на зміну руху від джерела до виконавчого органу, є передаточна функція – це відношення функцій переміщення вихідної та вхідної ланок. На разі незмінності в часі цих функцій відношення вироджується в параметр i_{In} – передаточне відношення від входу I до виходу n .

Для зубчатих механізмів передаточне відношення запишеться так:

$$i_{In} = \varphi_{вих} / \varphi_{вх} = \omega_{вих} / \omega_{вх} = n_{вих} / n_{вх}, \quad (3.1)$$

де $\varphi_{вих}$, $\varphi_{вх}$ – переміщення (кути повороту), $\omega_{вих}$, $\omega_{вх}$ – кутова швидкість, $n_{вих}$, $n_{вх}$ – кількість обертів за одиницю часу вихідної та вхідної ланок.

Оскільки перетворення руху в кінематичних парах зубчатих механізмів (окрім хвильових) має лінійний характер, то легко показати, що

$$i_{1n} = i_{12} \times i_{23} \times i_{34} \times \dots \times i_{n-1}, \quad (3.2)$$

де $i_{k,k+1}$ – передаточне відношення двох спряжених зубчатих коліс. Нехай кількість зубців цих коліс z_k та z_{k+1} . Тоді передаточне відношення цієї пари буде таким:

$$i_{k,k+1} = \omega_{k+1} / \omega_k = - z_k / z_{k+1}. \quad (3.3)$$

Знак “мінус” вказує на те, що напрямки обертання спряжених коліс протилежні. Підставимо співвідношення (3.3) в (3.2). Отже,

$$i_{1n} = (-1)^n (z_1 \times z_3 \times \dots \times z_{n-1} / z_2 \times z_4 \times \dots \times z_n), \quad (3.4)$$

де n – кількість зачеплень. Бачимо, що в чисельнику представлені ведучі зубчаті колеса, а в знаменнику – ведені.

Розрахуємо передаточне відношення двоступеневого рядового механізму, кінематична схема якого подана на рис.3.8 *a*. Нехай i_{12} , i_{23} , i_{34} – передаточні відношення між колесами 1-2, 2-3, 3-4. Згідно з формулою (3.2), передаточне відношення цієї передачі буде таким:

$$i_{1n} = i_{12} \times i_{23} \times i_{34}. \quad (3.5)$$

Але колеса 2-3 з'єднані між собою нерухомо, тобто вони обертаються з однаковою кутовою швидкістю; тоді $i_{23} = 1$. Отже, (3.5) можна записати:

$$i_{1n} = i_{12} \times i_{34} = (-1)^2 \cdot (z_1 \times z_3 / z_2 \times z_4). \quad (3.6)$$

Уявімо, що схема рис. 3.8 *a* модифікована введенням додаткового колеса A із кількістю зубців z_A , яке одночасно різними зонами віночка входить у зачеплення з попереднім z_1 та наступним z_2 колесами.

Передаточне відношення цього механізму буде таким:

$$i_{15} = (-1)^3 \cdot (z_1 \cdot z_A \cdot z_3 / z_A \cdot z_2 \cdot z_4). \quad (3.7)$$

Отже, z_A одночасно знаходиться як в чисельнику, так і знаменнику, і отже, скоротиться. Таким чином, колесо A не буде впливати на абсолютну величину передаточного відношення, його наявність змінить лише знак i_{15} , так як число (-1) підноситься вже до третьої ступені (три зачеплення), а не до другої, як це було б при розрахунках схеми 3.8 *a*.

Такі колеса мають назву пасивних, а з точки зору структури механізмів – пасивних ланок або надлишкових зв'язків.

Введення до схеми механізмів пасивних ланок переслідує таку мету:

- усунення неоднозначності руху механізму та забезпечення необхідного напрямку його орієнтації;

– розвантаження ланок механізму, підвищення стійкості та міцності системи.

Для *черв'ячних* механізмів розрахунки передаточного відношення відрізняються від наведених вище і зводяться до наступного.

Ведучою ланкою цього механізму є черв'як, а веденою – черв'ячне колесо. Черв'як, як і нарізка, можуть бути одно-, двох-, та багатозаходними. При однозаходних черв'яках один його оберт приводить до повороту колеса на один зуб. Нехай кількість зубців черв'ячного колеса z . Для того, щоб колесо здійснило один оберт (кут 2π), необхідно здійснити z -обертів при однозаходному черв'яку, або z/k обертів при багатозаходних, де k – кількість заходів черв'яка.

Отже, передаточне відношення i_{12} черв'ячного механізму буде таким:

$$i_{12} = k/z. \quad (3.8)$$

Як зазначалось, особливість черв'ячного механізму – це велике передаточне відношення при невеликих габаритах механізму та малої кількості ланок, з одного боку, а з іншого – відсутність інверсії руху вхідної та вихідної ланок.

2.3.4. Загальна характеристика планетарних (сателітних) механізмів

Планетарні зубчаті механізми (ПМ) – такі, в яких хоча б одна вісь у процесі руху змінює своє положення в просторі відносно інших осей механізму.

Отже, в ПМ деякі колеса здійснюють два обертових рухи – навколо власної осі та в просторі по колу (рис.3.10). Головні особливості таких механізмів: *а)* при невеликих габаритах забезпечується велике передаточне відношення; *б)* при відповідних конструкціях виявляє диференційні властивості. До недоліків належить невисока кінематична точність передачі, що обмежує їх використання в приладобудуванні. Ланки механізму носять спеціальні назви, такі як *води́ло*, *центрально́е* або *сонячне* колесо, *сателі́ти*.

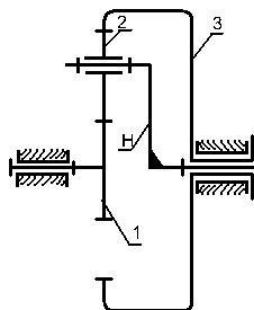


Рис. 3.10. Кінематична схема планетарного механізму

Так, (рис.3.10) ланка H – водило, “водить” у просторі вісь сателіта – колесо

2. Останнє здійснює два обертових рухи: навколо власної осі та просторове обертання навколо осі обертання водила. У схемі механізм виявляє диференційні властивості: обертовий рух вхідної ланки H перерозподіляється між ланками 1 , 3 , які тут виступають як вихідні ланки. Ступінь рухомості цієї системи $W = 2$.

Вхідною ланкою ПМ є вісь, до якої приєднане водило.

Такий принцип закладений в основу роботи механізму перерозподілу обертового руху від двигуна до задніх коліс транспортних засобів у задньоприводних моделях. Якщо колесо 1 або 3 закріпити до стояка, то воно називатиметься центральним, або сонячним. Тоді механізм втратить диференційні властивості, його ступінь рухомості $W = 1$.

Вихідним співвідношенням для розрахунків передаточного відношення механізмів є формула Вілліса (нумерація ланок за рис. 3.12):

$$i_0 = (\omega_1 - \omega_h) / (\omega_3 - \omega_h), \quad (3.9)$$

де ω_1 , ω_3 , ω_h – кутові швидкості відповідних коліс та водила.

Механізми із центральними колесами зображені на рисунках табл. 3.1, де подані також формули для розрахунків передаточних відношень та характеристики.

Таблиця 3.1-Кінематичні схеми деяких планетарних механізмів

| Схема механізму | Передаточне відношення | Характеристика |
|---|--|---|
| | $i = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$ <p>При $\omega_3 = 0$.</p> $i = \{3 \div 12,5\}$ | <p>Найпростіша одноступінчата передача з мінімальними габаритами. Використовується в силових приводах. У силових приводах застосовують до 20-ти сателітів. Недоліки – обмежений діапазон передаточних відношень</p> |
| | $i = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_3 z_2'}{z_2 z_1}$ <p>При $\omega_3 = 0$.</p> $i = \{4 \div 25\}$ | <p>Дана передача з дворядним сателітом має широкий діапазоном кінематичних характеристик за рахунок введення додаткового колеса 2'. Має дещо більші осьові габарити</p> |
| | $i = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$ <p>При $\omega_3 = 0$.</p> $i = \{0 \div 0,0001\}$ | <p>Редуктор Давида. Використовується для великого сповільнення обертального руху. Коефіцієнт корисної дії досить малий, використовується переважно в приладобудуванні.</p> |
| <p><i>H</i> – водило, <i>1</i> – вихідна ланка, <i>2</i> – сателітні колеса, <i>3</i> – сонячне (центральне) колесо</p> | | |

Планетарний механізм був розроблений англійським інженером Віллісом на початку ХХ-го століття як механізм перерозподілу обертального руху поміж ведучими колесами автомобіля.

2.3.5. Елементи динаміки зубчатих передач

Відомо, що елементарна робота $dA = M \cdot d\phi$ при обертальному русі, а потужність

$$N = dA/dt = M (d\phi/dt) = M \omega. \quad (3.10)$$

Нехай на вхідний вал передаточного механізму від двигуна підводиться рух з параметрами $N_{вх}$, $M_{вх}$, $\omega_{вх}$. Внаслідок редукції швидкість обертання вихідного валу буде $\omega_{вих}$. Нехтуючи тертям у кінематичних парах механізму, на підставі закону збереження енергії, можна записати: $N_{вих} \approx N_{вх}$.

Використавши формулу (3.10), отримаємо

$$M_{\text{вих}} \omega_{\text{вих}} \approx M_{\text{вх}} \omega_{\text{вх}}. \quad (3.11)$$

Із формули (3.11) випливає, що із зменшенням кутової швидкості на вихідному валу передаточного механізму зростає його обертовий момент і навпаки – із збільшенням кутової швидкості на виході зменшується момент обертання, що прикладається до виконавчого органу.

Останнє зауваження зробимо щодо оцінки величини обертового руху.

У техніці для оцінки швидкості обертання здебільшого використовують не кутову швидкість ω [рад/сек], а кількість обертів за хвилину, тобто n [хв⁻¹].

Зв'язок між цими величинами встановлюється таким чином. Якщо $\omega = d\varphi/dt \approx \Delta\varphi/\Delta t$, то при $\Delta t = 1$ $\Delta\varphi$ буде кут повороту за цей час. Очевидно, що кутова швидкість, тобто кут повороту в радіанах за секунду, буде складати добуток величини кута в одному оберті (2π рад) на кількість обертів вала n за секунду.

Якщо оберти подані за одну хвилину, то

$$\omega_{\text{рад}} = (2\pi/60)n_{\text{хв}}. \quad (3.12)$$

Одиниці вимірювань динамічних параметрів у різних системах такі. Потужність в системі СІ - [Вт] або [кВт] ($1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж/с} = 1 \text{ Н}\cdot\text{м/с}$). Обертовий момент вимірюють в [Н·м]. У довідниках можна зустріти використання застарілих систем. Так, $1 \text{ Вт} = 0,102 \text{ кгс}\cdot\text{м/с}$; $1 \text{ к. с.} = 735,3 \text{ Вт}$ (к.с. – кінська сила).

3.4. Кулачкові механізми

3.4.1. Загальна характеристика

Кулачковий м. – механізм, до складу якого входить кулачок. Істотна властивість К.м. – це забезпечення довільного закону руху вихідної ланки при заданому русі вхідної. Вхідною ланкою механізмів є кулачок, а вихідною – штовхач із поступальним переміщенням або коромисло з гойдальним рухом. Саме ці ланки здійснюють переміщення робочого органу.

Інверсія “входу – виходу” неможлива.

К. м. забезпечують такі перетворення (табл. 3.2):

- обертового руху кулачка в поступальний рух штовхача (сх. а) або в гойдальний рух коромисла (сх. б);
- поступального руху кулачка в поступальний рух штовхача (сх. в) або гойдальний рух коромисла (сх. ж).

Штовхач або коромисло може безпосередньо контактувати з кулачком і мати при цьому криволінійну або плоску поверхню (тарілку) (сх. в) чи загострений наконечник (сх. з). У більшості випадків на кінці вихідної ланки розміщують ро-

лик – стандартний кульковий підшипник, що зменшує втрати енергії на тертя та підвищує довговічність кінематичної пари.

К.м. бувають плоскими (попередні схеми) або просторовим – схема з. У першому випадку рухи вхідної та вихідної ланки здійснюються в одній або в паралельних площинах, а в другому ця умова не виконується.

Для забезпечення неперервного контакту ланок в К.м. використовується геометричне або силове замикання. При геометричному замиканні неперервність взаємодії забезпечується геометрією ланок. Для прикладу, у схемі *д* ролик розміщується в пазу, виконаного у вигляді кругового замкненого кільця або обмеженої ділянки. Звертаємо увагу на діаметральний кулачок Вольфа (сх. *е*), що рухається в прямокутній рамці. При силовому замиканні ланки притискуються пружиною (сх. *а, б, г*), силою тягара (сх. *в*), тиском газу (пневмо) або рідини в циліндрах (не показано).

Штовхач або коромисло може безпосередньо контактувати з кулачком і мати при цьому криволінійну або плоску поверхню (тарілку) (сх. *в*) чи загострений наконечник (сх. *г*). У більшості випадків на кінці вихідної ланки розміщують ролик – стандартний кульковий підшипник, що зменшує втрати енергії на тертя та підвищує довговічність кінематичної пари.

К.м. бувають плоскими (попередні схеми) або просторовим – схема з. У першому випадку рухи вхідної та вихідної ланки здійснюються в одній або в паралельних площинах, а в другому ця умова не виконується.

Для забезпечення неперервного контакту ланок в К.м. використовується геометричне або силове замикання. При геометричному замиканні неперервність взаємодії забезпечується геометрією ланок.

Для прикладу, у схемі *д* ролик розміщується в пазу, виконаного у вигляді кругового замкненого кільця або обмеженої ділянки.

3.4.2. Закони руху вихідної ланки

Як зазначалось, задаючи відповідний профіль робочій поверхні кулачка, можна отримати довільний закон переміщення вихідної ланки.

До прикладу, розглянемо осьовий ексцентриковий К. м. із тарілковим штовхачем (рис. 3.11). Вважаємо, що обертовий рух кулачка рівномірний. Переміщення $s(t)$ тарілки по осі y дорівнює проекції OK_1 переміщення геометричного центру круга K на цю вісь. При повороті променя OK на кут φ навкруг точки O при зображеній на рисунку системі відліку шукане переміщення буде таким:

$$s[\varphi(t)] \equiv OK_1 = e \sin \varphi(t). \quad (3.13)$$

Тут параметр e - ексцентриситет, тобто зміщення механічної осі обертання від геометричного центра круга.

Отже, такий профіль кулачка забезпечить гармонійний рух штовхача як вихідної ланки.

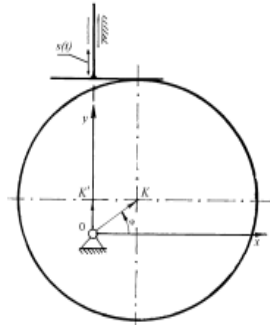


Рис. 3.11. До закону руху вихідної ланки на прикладі кулачка з тарілковим штовхачем

Примітка. Кулачковий механізм називають аксіальним, якщо центр обертання кулачка розміщується на лінії напрямку переміщення штовхача. На разі зміщення центра на віддаль e за нормаллю від вказаного напрямку к.м. називають *деаксіальними*, а віддаль e – деаксіалом (лат. axis – вісь).

Розглянемо кулачок із загостреним штовхачем (табл. 3.2, сх. г). Очевидно, що приріст переміщення штовхача $\Delta s_i(\varphi_i)$ при обертанні кулачка на кут φ_i тотожний приросту радіус-вектора робочої поверхні ΔR_i при такій зміні кута.

Отже, якщо потрібно переміщувати штовхач за лінійним законом, тобто $s(\varphi) = s_0 + k\varphi$, то параметричне рівняння робочої поверхні кулачка запишеться так:

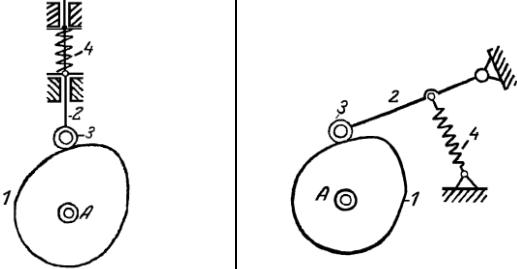
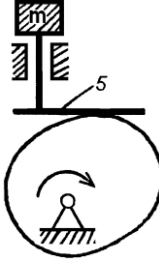
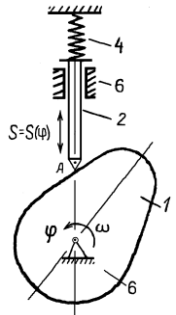
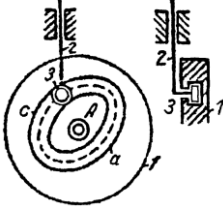
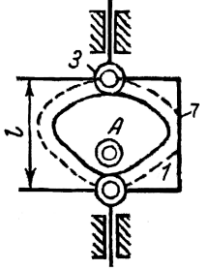
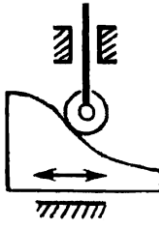
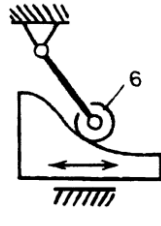
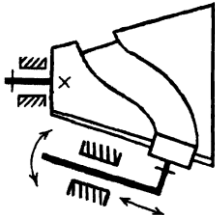
$$R(\varphi) = R_0 + k\varphi. \quad (3.14)$$

При потребі логарифмічної зміни поверхня виконується $R(\varphi) = R_0 + \ln(k\varphi)$, а для переміщення за експонентою – $R(\varphi) = R_0 + \exp(k\varphi)$. Тут k – кутовий коефіцієнт, який називають коефіцієнтом підняття поверхні кулачка.

Кулачок, виконаний за законом (3.14), називають кулачком Архімеда (спіраль Архімеда: $R(\varphi) = k\varphi$), для якого $k = T/2\pi$, T – період спіралі.

Для забезпечення довільного переміщення, яке описується складною математичною функцією, робоча поверхня виконується згідно з цією функцією.

Таблиця 3.2-Різновиди кулачкових механізмів

| Схеми кулачкових механізмів | Характер перетворення руху | Назва ланок, спосіб замикання та форма наконечника |
|---|---|---|
|  | <p>а) обертовий у поступальний;</p> <p>б) обертовий у гойдальний</p> | <p>а) штовхач; б) коромисло Замикання ланок – силове (пружина), контакт ланок – ролик, переважно радіальний кульковий підшипник</p> |
|  |  | <p>в) обертовий у поступальний;</p> <p>г) обертовий у поступальний</p> |
|  |  | <p>д) обертовий у поступальний;</p> <p>е) обертовий у поступальний</p> |
|  |  | <p>е) поступальний у поступальний,</p> <p>ж) поступальний у гойдальний</p> |
|  | <p>з) просторовий кулачок</p> | <p>Вихідна ланка не має спеціальної назви, здійснює поступально-обертовий рух, спосіб замикання – геометричний, роликовий наконечник</p> |

1 – кулачок, 2 – штовхач (коромисло), 3 – ролик, 4 – пружина, 5 – тарілка, 6 – стояк, 7 - рамка

3.4.3. Профілювання та дослідження кулачків

В основі розробки к.м. є їх профілювання, тобто сукупність процедур, які спрямовані на встановлення робочої поверхні за законом руху вихідної ланки. Одночасно в процесі проектування здійснюють дослідження кінематичних та динамічних характеристик. У загальному випадку розроблені аналітичні, графічні та графо-аналітичні методи дослідження кулачкових механізмів.

Аналітичні методи можна використати тоді, коли заданий у математичній формі закон руху вихідної ланки. Однак на практиці проектування К.м. виникають ситуації, коли закон переміщення вихідної ланки досить складний і задається лише у вигляді графічної залежності. Тоді способом розв'язку задачі є графічні методи аналізу механізмів. До графо-аналітичних методів належить метод кінематичних діаграм, а до графічних – метод обернення руху.

Кінематична діаграма являє собою графічне зображення зміни однієї із кінематичних характеристик (переміщення, швидкість, прискорення) ланки або окремої точки механізму у функції часу або переміщення вхідної ланки, тобто функції узагальненої координати. Її будують за повний цикл руху механізму, який поділяється на ряд досить близьких положень. До цього ряду обов'язково включають такі, в яких ланки змінюють напрямок свого руху. Тут швидкість - як перша похідна від переміщення, а прискорення - як друга похідна набувають екстремальних значень. Знання цих величин дозволяє оцінювати максимальні навантаження на ланки як наслідок сил інерції.

Побудовані в масштабі траєкторії переміщення ланок механізму за повний цикл його руху, а також відповідні швидкості та прискорення, мають назву планів механізму: план переміщення, план швидкостей, план прискорення.

Застосування методу кінематичних діаграм на прикладі ексцентрикового кулачкового механізму продемонстровано в рубриці 2.2 методичної частини лабораторної роботи №5.

4.4. Стадії роботи кулачкового механізму

Роботу кулачкового механізму продемонструємо на прикладі ножиць автомату обгортання цукерок, зображеного на рис. 3.12 б. При обертанні кулачка 1 кутовий важіль 2, ролик якого перекочується в пазу кулачка, дещо повертається навколо осі А. Цей гойдальний рух правого плеча важеля викликає аналогічний рух лівого плеча, до якого приєднані тяги 5, 6. Останні здійснюють відкриття та закриття ножиць, леза яких є ланки 3, 4. Час T повного циклу роботи механізму

складається із часу закриття t_3 , часу відкриття t_6 , та часу вистою t_c , (спкою) ножиці. Проміжки часу t_3 , t_6 і t_c встановлюються відповідно технологічного процесу обгортання. Отже, повний час руху механізму

$$T = t_3 + t_6 + t_c. \quad (3.14)$$

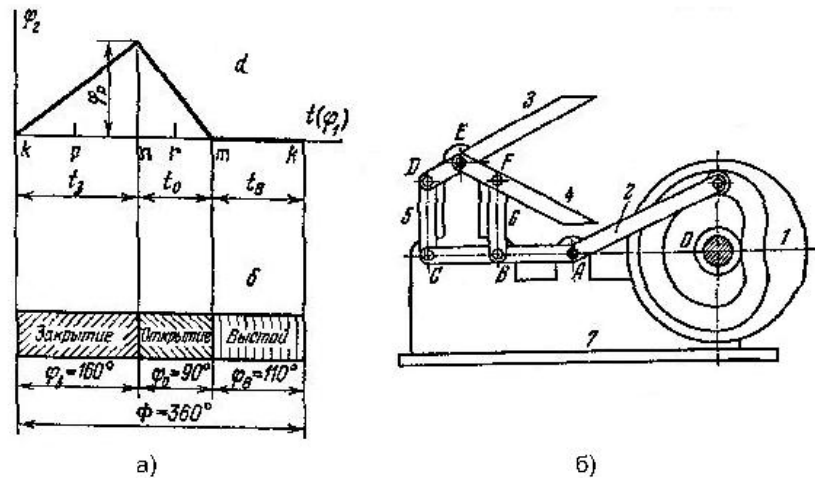


Рис. 3.12. Функція переміщення вихідної ланки (вверху) та циклограма (внизу) (рис. 3.12 а) для механізму обгортання цукерок (рис.3.12 б)

Вверху рис. 3.12, а побудована функція переміщення механізму $\varphi_2 = f[t(\varphi_1)]$ (кут повороту важеля) впродовж часів t_3 , t_6 , t_c , а внизу цього рисунка - так звана *циклограма* механізму, на якій зазначені стадії переміщення вихідної ланки (ножиці), тобто цикли роботи кулачкового механізму. Кути повороту кулачка φ_3 , φ_6 , φ_c , при яких відбувається зміна характеру руху вихідної ланки, мають назву фазових кутів. Очевидно, що при цих кутах змінюється профіль робочої поверхні кулачка. Розглянемо до циклограму. На першому циклі здійснюється закриття ножиць, кут важеля φ_2 зростає лінійно до максимального значення φ_p із збільшенням кута повороту кулачка до величини φ_3 . Це фаза підйому, оскільки графік залежності піднімається. Далі, по ходу руху, спостерігається фаза опускання, ножиці відкриваються; границя фази – кут повороту кулачка φ_6 . Остання фаза – фаза вистою кулачкового механізму з границею фази - кутом φ_c . На останній фазі вихідна ланка не здійснює руху.

Загалом, для кулачкових механізмів характерні чотири фази руху: 1) фаза підйому $\varphi_{пд}$, у межах якої реалізується основна функція механізму; 2) фаза верхнього вистою $\varphi_{вв}$; 3) фаза опускання $\varphi_{оп}$; 4) фаза нижнього вистою $\varphi_{нв}$. Очевидно, при повному циклі обертання кулачка сума Φ цих кутів

$$\Phi = \varphi_{пд} + \varphi_{вв} + \varphi_{оп} + \varphi_{нв} = 2\pi. \quad (3.15)$$

Фазові кути кулачка зображені на рис.3.13.

4.5. Основні розміри кулачків

Основні розміри кулачків визначаються із кінематичних, динамічних та конструктивних умов. Кінематичні умови полягають в тому, щоб механізм відтворював заданий закон руху вихідної ланки. Динамічні умови досить багатогранні, але переважно вони полягають у тому, щоб забезпечити високий коефіцієнт корисної дії та щоб не відбувалось заклинювання механізму. Конструктивні вимоги визначаються із умов достатньої міцності окремих деталей механізму, зносостійкості поверхонь елементів, які утворюють кінематичні пари, та мінімальними габаритами.

Встановлення основних розміри кулачкових механізмів полягає в такому:

- надання конкретних числових величин кутам, які складають фазове рівняння (3.15);
- надання відповідної геометрії профілю робочої поверхні кулачка.

На кресленнях кулачка ці розміри позначають в одному із двох варіантів: 1) аналітичній формі - в полярній системі координат $R = R(\varphi)$; 2) у формі таблиці параметрів $R = \{R_i(\varphi_i)\}$ ($i = 1, 2, 3, \dots$).

Розглянемо рис.3.13, де кулачок розбитий на сектори, а кути, що відповідають кожному сектору, складають фазове рівняння (3.15). Як правило, кутовий відлік починають з фази нижнього вистою $\varphi_{НВ}$, при якій радіус кривизни поверхні кулачка постійний. Звідси, першою групою параметрів є кут нижнього вистою $\varphi_{НВ}$ та відповідний радіус кривизни поверхні R_0 – мінімальний радіус кулачка. Фазу підйому охоплює робочий кут кулачка $\varphi_{роб} \equiv \varphi_{ПД}$, в межах якого профіль бічної поверхні має змінну кривизну і є не що інше, як робочий профіль, який і забезпечує необхідний рух вихідної ланки. Цей профіль плавно переходить у профіль постійної кривизни $R_{МАХ}$ - це фаза верхнього вистою, якій відповідає кут $\varphi_{ВВ}$. Далі йде ділянка профілю зі змінною кривизною, яка плавно сполучає максимальний та мінімальний радіуси кулачка. Згідно з рівнянням (3.15), ця частина профілю кулачка забезпечить фазу опускання, а кут, що відповідає цій фазі, має спеціальну назву – кут реверсу $\varphi_{РЕВ}$.

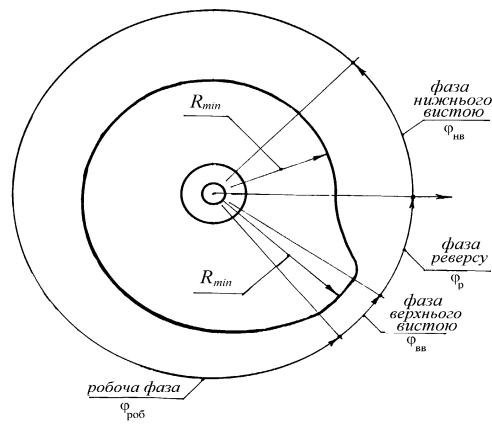


Рис.3.13. Фазові кути кулачка.

Розглянемо деякі елементи динаміки кулачкових механізмів (рис. 3.14). У першу чергу, звертаємо увагу на кут ν , що утворений нормаллю до профілю робочої поверхні кулачка та напрямком переміщення штовхача або коромисла, який називають кутом тиску. Динамічний аналіз показує, що величина цього кута впливає на працездатність механізму. Критичний кут тиску $\nu_{кр}$ – максимальне значення кута, при перевищенні якого відбудеться заклинювання механізму, яке, очевидно, буде спостерігатись лише у фазі підйому кулачка.

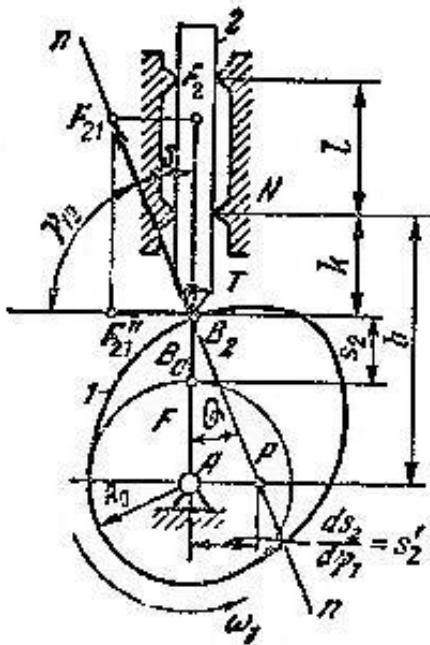


Рис. 3.14. Геометричні параметри кулачкових механізмів та елементи динаміки

На практиці кут тиску приймають:

- для кулачкових механізмів з поступальним рухом штовхача:

$$v_{\max} = 30^\circ \div 40^\circ;$$

- для кулачкових механізмів з коромислом: $v_{\max} = 45^\circ \div 50^\circ$.

Безударна робота механізму забезпечується спеціальним профілем ділянки реверсу. В ТММ розроблені спеціальні методи розрахунків цієї ділянки, за якими цей профіль описують поліномами вищих порядків.

Високий коефіцієнт корисної дії забезпечується мінімізацією коефіцієнта тертя кінематичних пар, що утворюють рухомі ланки механізму.

Конструктивні умови містять комплекс розмірів, що забезпечать кінематику та динаміку механізму з одного боку, а з іншого – мінімізують розміри механізму в цілому. Перелічимо основні розміри на прикладі кулачків із штовхачем (рис. 3.14), які не згадувались раніше:

- довжина напрямних штовхача l ;
- виліт штовхача k ;
- деаксіал e (зміщення осі обертання кулачка від напрямку переміщення штовхача за нормаллю);
- постійна віддаль b від точки опори N штовхача 2 до осі A обертання кулачка 1 ;
- міжосьова віддаль кулачків (для кулачків із коромислом);
- діаметр валиків (осей) кулачка, коромисла;
- розмір ступні кулачка.

Тема: Кінематичні дослідження передаточних механізмів

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3

Дослідження кінематики зубчатих механізмів

МЕТА РОБОТИ:

- набуття навичок аналізу та досліджень зубчатих механізмів;
- розвиток навиків читання та складання кінематичних схем.

Завдання до роботи

1. Досліджуються такі зубчаті механізми:
 - рядовий з послідовним зачепленням коліс;
 - планетарний.
2. Скласти кінематичні схеми вказаних механізмів.
3. Згідно зі схемою провести частковий структурний аналіз, а саме:
 - виявити кінематичні пари та клас кожної із них;
 - за формулою Чебишева розрахувати ступінь рухомості механізмів.
4. Провести частковий кінематичний аналіз вказаних механізмів:
 - розрахувати передаточне відношення при відомих значеннях кількості зубців кожного із коліс;
 - встановити передаточне відношення експериментальним чином, рахуючи одночасно кількість обертів вхідної та вихідної ланок.

Обладнання, пристосування, матеріали

Діючі моделі зубчатих механізмів відповідно до завдання

2. Методика виконання роботи

2.1. Порядок виконання роботи

1. Отримати від керівника занять допуск до виконання, навчально-методичний матеріал, технічні засоби до теми роботи.
2. За практичними прикладами, наведеним в інструкції, освоїти методику проведення кінематичного аналізу зубчатих редукторів.
3. Виконати практичну частину роботи згідно з рубриками завдання.

2.2. Приклад виконання роботи

Демонстрація виконання лабораторної роботи з обробкою результатів досліджень проводиться на прикладі коробки швидкостей токарного верстата, кінематична схема якого зображена на рис. 3.15. Особливістю схеми є те, що передача руху від двигуна до коробки здійснюється пасовою передачею.

2.2.1. Опис роботи механізму

Аналіз механізму проведемо при розміщенні ланок механізму так, як це зображено на рисунку 3.15. На валу електродвигуна *I* знаходиться шків 2, який за допомогою паса *H* передає обертовий рух на шків 3, а далі через вал *I* на блок шестерень із трьох зубчатих коліс 4, 5, 6. Цей блок переміщується по валу *I* з трьома фіксованими положеннями, що забезпечує три ступені швидкості обертання послідовним спряженням коліс 4-7, 5-8, 6-9. Кінематичні розрахунки в даному прикладі проведені за умови зачеплення коліс 5-8. Таким чином, рух передається на вал *II*, на якому, окрім коліс 7, 8, 9, розміщуються нерухомо колеса 10 та 12, які знаходяться в постійному зачепленні із зубчатими колесами 11, 13, розміщеними на валу *III* і вільно обертаються на ньому. Поміж ними знаходиться муфта 14 з двосторонніми виступами, яка почергово може зчіплюватись із виступами ступні коліс 11 або 13. На схемі муфта розміщена справа, тобто зчеплені колеса 12-13.

Отже, шпindelь верстата, який розміщується на валу *III*, може обертатись із шістьма різними частотами.

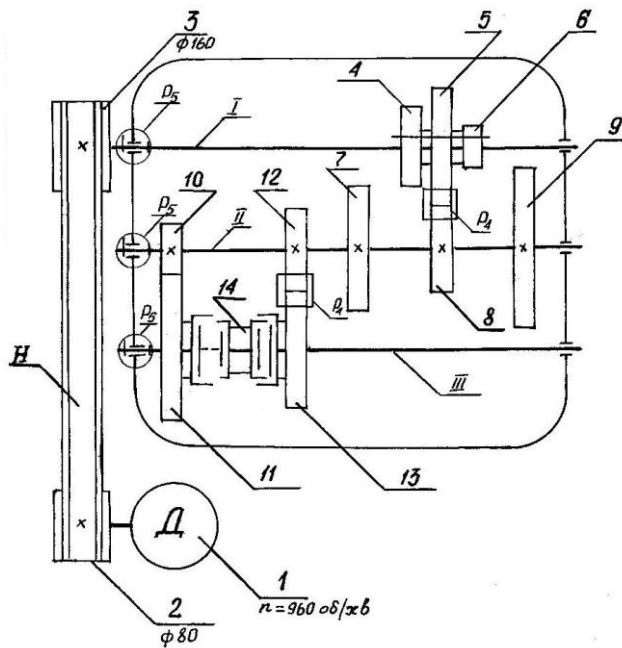


Рис. 3.15. Кінематична схема коробки швидкостей токарного верстата

Складемо таблицю переліку елементів та їх конструктивних параметрів.

Таблиця 3.3 - Перелік елементів коробки швидкостей та їх конструктивних параметрів

| Позиція | Найменування елементів | Параметри |
|------------|----------------------------|---|
| 1 | електродвигун | $W = 1,2\text{kvt}$, $n=1350\text{об/хв.}$ |
| 2 | шків | $D_1 = 80\text{ мм}$ |
| 3 | шків | $D_2 = 160\text{ мм}$ |
| 4 | Зубчате колесо (в блоці) | $Z_1 = 60$ |
| 5 | Зубчате колесо (в блоці) | $Z_2 = 90$ |
| 6 | Зубчате колесо (в блоці) | $Z_3 = 40$ |
| 7 | Зубчате колесо | $Z_4 = 90$ |
| 8 | Зубчате колесо | $Z_5 = 60$ |
| 9 | Зубчате колесо | $Z_6 = 160$ |
| 10 | Зубчате колесо | $Z_7 = 40$ |
| 11 | Зубчате колесо | $Z_8 = 160$ |
| 12 | Зубчате колесо | $Z_9 = 60$ |
| 13 | Зубчате колесо | $Z_{10} = 90$ |
| 14 | Муфта двостороння керована | |
| I, II, III | Вали | |

2.2.2. Структурний аналіз механізму.

Частковий структурний аналіз полягає в наступному. Виявимо кількість рухомих ланок: це вали I, II, III з приєднаними елементами, тобто $n = 3$.

Встановимо кінематичні пари та їх клас. Пари п'ятого класу – опори обертання валів в корпусі. Зауважимо, що при підрахунках пар п'ятого класу до уваги береться лише одне сполучення вала з корпусом. Усі інші – надлишкові, тобто пасивні зв'язки, які введені для усунення деформації згину валів. На рисунку пари п'ятого класу обведені колами. Кількість пар п'ятого класу – три.

Пари четвертого класу – це пари, утворені зубчатими зачепленнями. На рисунку вони виділені квадратом. Як бачимо, кількість пар четвертого класу дорівнює двом. Зведемо ці дані: $n = 3$; $p_V = 3$; $p_{IV} = 2$.

Отже, згідно з формулою Чебишева

$$W = 3n - 2 p_V - p_{IV} = 3 \times 3 - 2 \times 3 - 2 = 1.$$

Таким чином, для повного опису руху механізму необхідна одна узагальнена координата, тобто механізм має одне джерело руху та один споживач.

2.2.3. Розрахунки кінематики механізму

Передаточне відношення всього механізму i_m визначатиметься добутком передаточного відношення пасової передачі i_n та передаточного відношення редуктора i_p , тобто $i_m = i_n \times i_p$.

Передаточне відношення пасової передачі: $i_n = \varnothing_2 / \varnothing_3 = 80 / 160 = 1/2$.

Передаточне відношення редуктора, згідно з формулою (3.4), буде:

$$i_p = (-1)^2 \frac{z_4 z_9}{z_5 z_{10}} = \frac{90 \cdot 60}{60 \cdot 90} = 1.$$

Загальне передаточне відношення механізму приводу обертання шпинделя токарного верстака $i_m = 1/2 \times 1 = 1/2$.

Кількість обертів шпинделя визначається як добуток кількості обертів двигуна на передаточне відношення механізму приводу: $n_{ун} = n_{дв} \times i_m$, тобто

$$n_{ун} = 960 \times 1/2 = 480 \text{ [об/хв]}.$$

Протокол звіту містить

1. Назву, мету, завдання до роботи.
2. Основні терміни та визначення з теми.
3. Кінематичні схеми зубчатих передач згідно із завданням.
4. Розрахунки ступеня рухомості механізмів.
5. Розрахунки передаточних відношень.
6. Результати експериментальних досліджень передаточних відношень.
7. Висновки щодо результатів роботи та застосувань кожного механізму.

Контрольні запитання

1. Яка інформація про зубчаті колеса подається безпосередньо на кінематичних схемах?
2. В яких випадках в схему механізму вводиться пасивна ланка?
3. Який порядок аналізу роботи механізму за кінематичною схемою?
4. Чим відрізняється поняття “передаточне число” та “передаточне відношення”?
5. Як класифікують зубчаті механізми по виду зачеплень?
6. Які переваги гіперболоїдних та глобоїдних зачеплень?
7. Провести класифікацію механізмів по характеру розміщення коліс.
8. Які переваги та недоліки планетарних механізмів?
9. В яких випадках планетарний механізм набуде властивостей диференційного механізму?
10. Який зв'язок потужності та обертового моменту?
11. Як змінюється обертовий момент при зміні кутової швидкості?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4

Дослідження кулачкових механізмів методом кінематичних діаграм

МЕТА РОБОТИ:

набуття експериментальних навичок кінематичних досліджень кулачкових механізмів

1. Завдання до роботи

- 1.1. Накреслити кінематичну схему кулачкового механізму, провести частковий структурний аналіз.
- 1.2. Провести числові вимірювання функції перетворення руху - залежності переміщення штовхача як вихідної ланки від кутового переміщення кулачка як вхідної ланки.
- 1.3. За результатами вимірювань побудувати кінематичну діаграму перетворення руху.
- 1.4. Згідно з ходом залежності провести математичну апроксимацію профілю робочої поверхні кулачка.
- 1.5. Виконати ескіз кулачка та визначити його основні розміри.

Обладнання, пристосування, матеріали

Модель кулачкового механізму, індикатор годинникового типу (ІЧ),
штангенциркуль, міліметровий папір.

2. Методика виконання роботи

2.1. Порядок виконання роботи

- 2.1.1. Отримати від керівника занять допуск до виконання, навчально-методичний матеріал, технічні засоби з теми роботи.
- 2.1.2. Ознайомитись з будовою, принципом дії кулачкового механізму, провести пробну перевірку його працездатності.
- 2.1.3. Побудувати кінематичну схему механізму, провести аналіз механізму:
 - виявити вхідну та вихідну ланки, кінематичні пари, клас пар;
 - провести розрахунок ступеня рухомості механізму за формулою Чебишева.
- 2.1.4. Провести вимірювання залежності переміщення s штовхача як функції кута φ повороту кулачка, тобто $s = s(\varphi)$. Результати занести в таблицю.
- 2.1.5. Побудувати графічну залежність $s = s(\varphi)$.
- 2.1.6. По ходу цієї залежності встановити математичну функцію, якою можна апроксимувати профіль кулачка; додатковими розрахунками визначити параметри апроксимації.
- 2.1.7. Як результат, записати співвідношення в параметричному вигляді, що описує робочу поверхню кулачка.
- 2.1.8. Визначити основні розміри кулачка:
 - початковий R_0 та максимальний радіуси R_{max} ;
 - визначити діаметр вала та діаметр ступні;
 - визначити кути профілю робочої поверхні кулачка.
- 2.1.9. Виконати ескіз кулачка та нанести основні геометричні розміри.

2.2. Приклад обробки результатів досліджень

Кінематичні діаграми – це залежності переміщення, швидкості та прискорення довільної ланки або деякої точки, що знаходиться на цій ланці, від часу або узагальненої координати, що описує рух вхідної ланки механізму.

Залежність переміщення від узагальненої координати вхідної ланки має назву *функції перетворення руху* механізмом. Якщо швидкість та прискорення наявні у функції координати вхідної ланки, то вказані залежності називають відповідно *аналогом швидкості* та *аналогом прискорення*.

Нехай, наприклад, необхідно побудувати діаграми *переміщення* $s_C = s_C(\varphi_2)$, швидкості $v_C = v_C(\varphi_2)$, прискорення $a_C = a_C(\varphi_2)$ точки C штовхача 3 кулачкового механізму, зображеного на рис. 3.16, у перманентному русі механізму при обертанні кулачка з постійною кутовою швидкістю ω_2 . Узагальненою координатою тут виступає кут повороту кулачка φ_2 . Знаходимо переміщення точки C

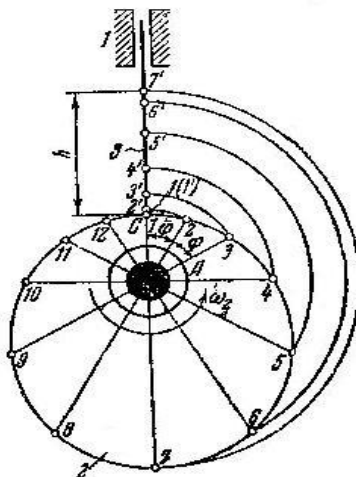


Рис. 3.16. Схема кулачкового механізму зі штовхачем:

1 – стояк, 2 – кулачок, 3 – штовхач; 1, 2, ... - точки робочої поверхні кулачка при його обертанні, які перетнуть напрямку переміщення штовхача, 1', 2', ... - відповідні положення штовхача

штовхача стосовно крайнього нижнього його положення. Для цього через центр обертання кулачка A проведемо ряд променів A_1, A_2, \dots, A_{12} через рівні кути φ . Якщо із центра A зробити циркулем засічки радіусом A_2, A_3, \dots, A_{12} на напрямку руху штовхача 3, то відрізки (1-2), (1-3), ..., (1-12) будуть дорівнювати переміщенню штовхача при повороті кулачка відповідно на кути $\varphi, 2\varphi, \dots, 11\varphi$. Визначивши ці переміщення, будемо у вибраному масштабі діаграму переміщення штовхача $s_C = s_C(\varphi_2)$, яка і подається на рис. 3.17.

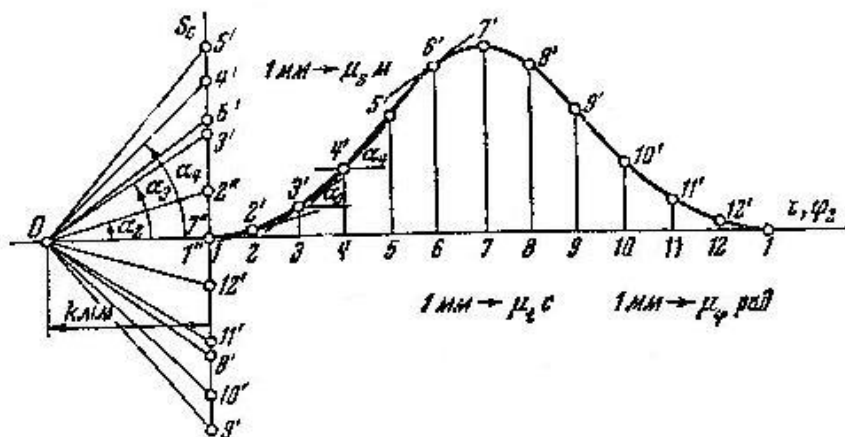


Рис. 3.17. Діаграма переміщення штовхача кулачкового механізму за схемою рис. 3.16:
(справа від перетину координат); зліва - демонстрація графічного диференціювання для знаходження аналогу швидкості

Для побудови діаграм $s'_C = s'_C(\varphi_2)$, $s''_C = s''_C(\varphi_2)$ використані масштабні коефіцієнти μ_φ та μ_s . Розмірність коефіцієнтів: $[\text{рад} / \text{мм}]$ або $[\text{град} / \text{мм}]$ для μ_φ та $[\text{мм} / \text{мм}]$ для μ_s ; тобто в чисельнику записують розмірність фізичної величини, а у знаменнику – одиниця міри масштабної сітки графічного полотна.

На цьому ж рисунку демонструється також метод графічного диференціювання. Так, для побудови діаграми аналога швидкості $s'_C = s'_C(\varphi_2)$, що показана на рис. 3.18, використовується залежність

$$s'_C = ds_C / d\varphi_2 = d[s_C(\varphi_2)] / d\varphi_2. \quad (3.16)$$

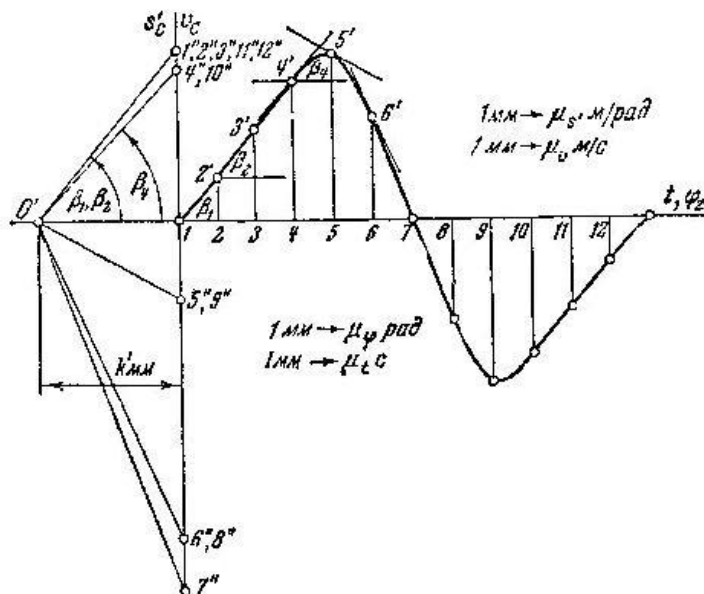


Рис. 3.18. Графік аналога швидкості (справа) та графічне диференціювання (зліва) для знаходження аналога прискорення для механізму схеми рис. 3.16

Для проведення диференціювання кривої $s_C = s_C(\varphi_2)$ продовжимо вісь абсцис вліво від перетину координат і відкладаємо відрізок (0-1), який дорівнює k (в мм). Надалі в точках 1', 2', 3', ... кривої $s_C = s_C(\varphi_2)$ проводимо дотичні, а через точку O – промені 01'', 02'', 03'', ..., які відсічуть на осі s_C відрізки (1-2''), (1-3''), (1-4''), ..., довжина яких пропорційна аналогам швидкостей у положеннях 1, 2, 3, 4, 5, Буде

$$s'_C = ds_C / d\varphi_2 = (\mu_s / \mu_\varphi) \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.17)$$

де α – кут нахилу дотичної, що проведена у відповідних точках кривої $s_C = s_C(\varphi_2)$. Помножимо та поділимо попередній вираз на величину, що дорівнює k , [мм]. Тоді

$$s'_C = (\mu_s / k \mu_\varphi) k \operatorname{tg} \alpha. \quad (3.18)$$

Але добуток $k \operatorname{tg} \alpha$ для дотичних, що проведені в різних точках кривої, дорівнює відріzkам (1-2''), (1-3''), (1-4''), ..., які відсікаються променями 02'', 03'', 04'' на осі s_C . Отже, аналоги швидкостей s'_C будуть пропорційні відріzkам (1-2''), (1-

3"), (1-4"), ..., виміри яких проведені в міліметрах. Масштаб аналогів швидкостей із попереднього рівняння дорівнює

$$\mu_{s'} = (\mu_s / k \mu_\varphi) [\text{мм рад}^{-1} \cdot / \text{мм}]. \quad (3.19)$$

Отримані відрізки, які будуть пропорційні аналогам швидкостей s'_C точки C , відкладаємо на відповідних ординатах діаграми $s'_C = s'_C(\varphi_2)$.

Діаграму прискорення будують аналогічним чином, але вихідною характеристикою тут виступатиме графічна залежність $s''_C = s''_C(\varphi_2)$.

Тепер розглянемо питання апроксимації форми робочої поверхні кулачка математичною залежністю. Виходячи із ходу діаграми переміщення $s_C = s_C(\varphi_2)$ (рис.3.17), можемо припустити, що вона є похідною від гармонійної функції. Проаналізуємо рис. 3.16. Кулачок виконаний у формі ексцентрика. Якщо розмістити початок координат у найнижчій точці C штовхача, то легко переконатися, що залежність переміщення цієї точки $s_C = e(1 - \cos\varphi)$. Легко побачити, при $\varphi = 0$ $s_C = 0$, а максимальне переміщення спостерігається при $\varphi = 180^\circ$, де $s_{Cmax} = 2e$.

При наявності експериментальної кривої $s_C = s_C(\varphi_2)$ для визначення ексцентриситету e як параметру кулачка, необхідно виміряний максимальний хід штовхача поділити навпіл. Діаметр кулачка визначається прямими вимірюваннями штангенінструментом. Отже, розміри кулачка встановлено.

2.3. Вимірювальні дії

1. Встановлюють рукоятку обертання кулачка в крайнє праве положення до упору.
2. Вивіряють початкове розміщення індикатора відносно напрямку переміщення штовхача. Для цього відпускають затискач, що кріпить IC у нерухомій втулці, відводять його із втулки на таку віддаль при якій стрілки перестають реагувати на переміщення. Далі переміщують IC у протилежний напрямок до спостереження початку переміщення стрілок. Для належного силового замикання вимірювального наконечника IC та вільного кінця штовхача просувають IC на віддаль, при якій велика стрілка прокрутиться приблизно на чверть шкали від початку дотику, тобто на $0,25$ мм. У такому положенні затискачем фіксують нерухомо IC . Далі, обертанням зовнішнього ободка (з насічкою) встановлюють нуль приладу за великою шкалою (з ціною поділки $0,01$ мм).
3. Задаючи за круговою шкалою кут повороту кулачка, вимірюють відповідне переміщення штовхача. За результатами вимірювань складається таблиця параметрів, де в одній графі вказується полярна координата φ в градусах

сах, а в іншій – радіус-вектор R у міліметрах.

Кількість точок вимірювання встановлюється експериментатором, виходячи із достатності для чіткої побудови графічної залежності.

Протокол звіту містить

1. Завдання до роботи.
2. Конспект термінів та визначень з теми роботи.
3. Кінематичну схему механізму.
4. Результати вимірювань у вигляді таблиці згідно з рубриками “Завдання”.
5. Аналіз механізму:
 - 5.1. Призначення механізму, виявлення вхідної та вихідної ланки, ідентифікація елементної бази в технічних термінах.
 - 5.2. Графік функції перетворення руху механізму, тобто графік переміщення кулачка як функція переміщення штовхача.
 - 5.3. Математичну апроксимацію функції перетворення руху.
 - 5.4. Ескіз креслення кулачка із зазначенням основних розмірів.
 - 5.5. Висновки щодо можливого застосування механізму.

Контрольні запитання

1. Які є види кулачкових механізмів?
2. У чому полягають особливі переваги кулачкових механізмів?
3. Перелічити основні ланки та послідовність перетворення руху.
4. Охарактеризуйте циклограму механізму, пов’язані з нею фазові кути, що охоплюють ділянки профілю робочої поверхні.
5. Як будується профіль робочої поверхні кулачка при відомій функції переміщення вихідної ланки?
6. Пояснити принципи графічного диференціювання функціональних кривих.
7. Чим відрізняються поняття масштабу та масштабного коефіцієнта?
8. Перелічити основні розміри кулачка.

Рекомендації до виконання роботи

Механізм № 1. Встановленню підлягає: а) робочий кут кулачка; б) профіль кулачка – графічна залежність радіус - вектора робочої поверхні від кута повороту в межах робочої ділянки; в) математична апроксимація профілю відомими законами (лінійний (кулачок Архімеда), експонентний, логарифмічний); г) початковий (R_o) та максимальний (R_{max}) радіуси кулачка.

В цьому механізмі вхідною ланкою є кулачок. Його обертання через вал проводиться також маховиком. Шкала лімба розбита на гради, які необхідно перевести в градуси. Поступальний рух вихідної ланки (штовхача) вимірюється індикатором годинникового типу ІЧ. Результати вимірювань переміщення штовхача як функції кута повороту кулачка заносять у відповідну таблицю з наступною графічною побудовою профілю кулачка в полярних координатах. Екстраполюючи залежність до повного оберту кулачка, по кривій знаходимо крок спіралі кулачка, тобто приріст радіус-вектора за повний кут повороту.

За цими вимірами встановлюється в математичній формі профіль робочої поверхні кулачка в такому вигляді:

$$R(\varphi) = R_o + (T/2\pi) \varphi ,$$

де R_o - початковий радіус кулачка, який визначається додатковими лінійними вимірюваннями.

Тема 3. Кінематичні схеми механізмів поліграфії та приладів

3.1. Механізми поліграфії

3.1.1. Фальцювальний механізм

Пристрій для утворення згину листа. Лист паперу 3 при обертанні подавального циліндру 4 переміщується до зупинки в положення, при якому лінія згину розташовується між захоплювальними валиками 2. При цьому фальцювальний ніж 9 висувається з поздовжнього прорізу барабана у проміжну поміж валиками зону і утворює згин листа. Лист по лінії згину захоплюється цими валиками, складається вдвічі та переміщується. Валики встановлені на важелях 10 і підтиснуті один до одного пружиною 1.

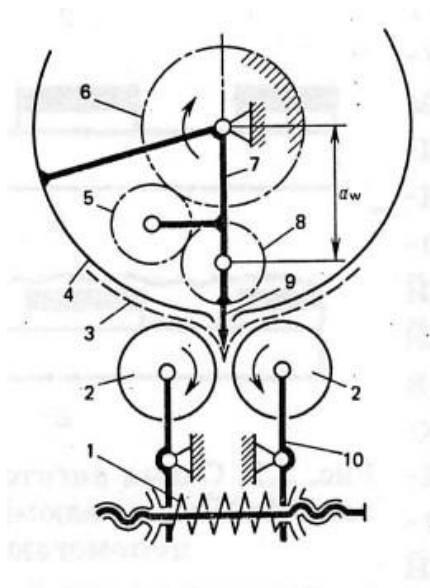


Рис. 3.1. Кінематична схема фальцювального механізму:

1 – пружина; 2 – захоплювальні валики; 3 – лист для згину; 4 – подавальний циліндр; 5, 8 – сателітні з. колеса; 6 – центральне колесо; 7 – водило; 9 – ніж; 10 – важелі

Для приводу фальцювального ножа застосований планетарний зубчатий механізм. Водило 7 жорстко приєднане до циліндра 4. На водилі встановлені зачеплені поміж собою сателіти 5 і 8. Сателіт 5 взаємодіє з нерухомим центральним колесом 6, на сателіті 8 жорстко закріплено ніж 9. Передавальне відношення між колесами 8 і 6 при зупиненому водилі дорівнює двом. За такої умови та при довжині ножа a_w , де a_w – міжосьова відстань планетарної передачі, кінець леза ножа рухається строго по вертикалі.

3.1.2. Самонакладу механізм

Пристрій для поштучного відділення від стопи та переміщення листів чи зошитів. Лист 2 (схема а-б) зі стопи захоплюється за допомогою притиску 1 і переміщуються при обертанні циліндра 4. Притиск 1 (схема б) приводиться в дію через пружину 12 від коромисла з роликом 11, що перекочується нерухомим кулачком 10. Належний профіль кулачка забезпечує циклічність захоплення листа зі стопи.

Для того щоб забезпечити задану зміну швидкості повороту циліндра 4 (плавний розгін і плавне гальмування), використовують зубчато-важільні механізми (схема а, б) і передачу зубчасту з некруглими колесами 13 і 14 (схема в) з спряженими дотичними поверхнями.

У схемі а, кривошипно-кулісний механізм (кривошип 7, шатун 3 і куліса б) з'єднаний з рейковим механізмом (рейка, виконана як одне ціле з шатуном 3, зубчасте колесо 5, з'єднане з циліндром 4).

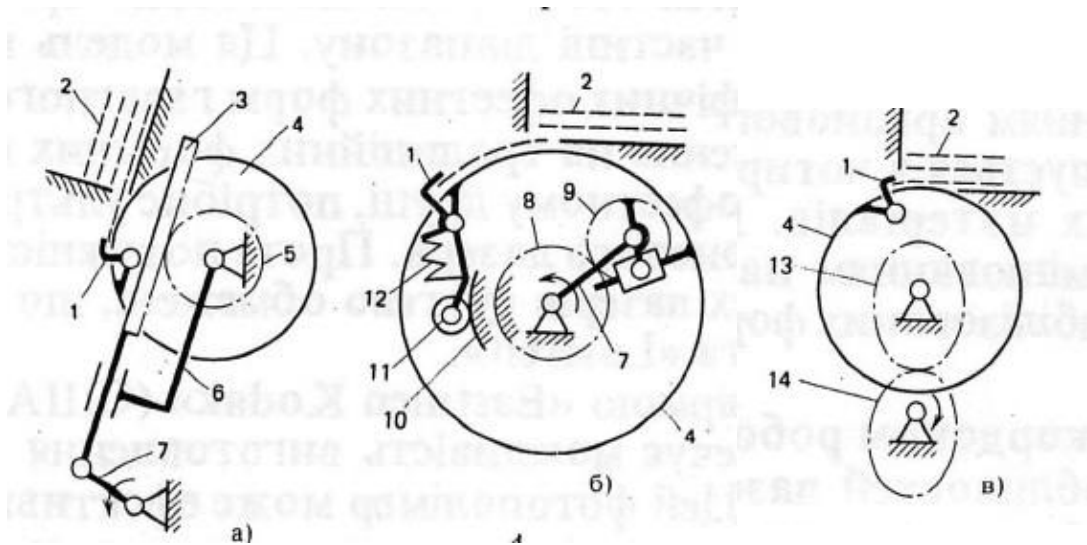


Рис. 3.2. Самонакладу механізми:

1 – притиск; 2 – лист (стопа), 3 – шатун (зубчаста рейка); 4 – циліндр; 5 – зубчасте колесо; 6 –гойдальна напрямна; 8 – сонячне колесо; 9 – сателіт; 10 – кулачок; 11 – ролик к. механізму; 12 –пружина; 13, 14 – еліптичні з. колеса

У схемі б, у кулісному механізмі з двома ступенями свободи у двох шарнірах встановлені зубчасті колеса 8 і 9, що зачіплюються між собою. Одне з коліс жорстко з'єднане зі стійкою, а інше – з шатуном. В результаті утворено зубчато-важільний механізм з одним ступенем свободи.

3.1.3. Механізм подавання

Пристрій для подачі аркуша на конвеєр. Аркуш 5 проходить між валиками 4, захоплюється виконавчою ланкою 3 і подається на конвеєр 2. Робоча площина ланки 3 під час руху з одного крайнього положення в інше повертається приблизно на 90° . Ланки 3, 6 утворюють кулісний механізм; очевидно, що 6 – це куліса, а 3 – її рухома частина. Одночасно ланка 3 є шатуном механізму приводу руху. Вона взаємодіє з кулісою 6 і приводиться в рух повзуном – поршнем пневмоциліндра 1.

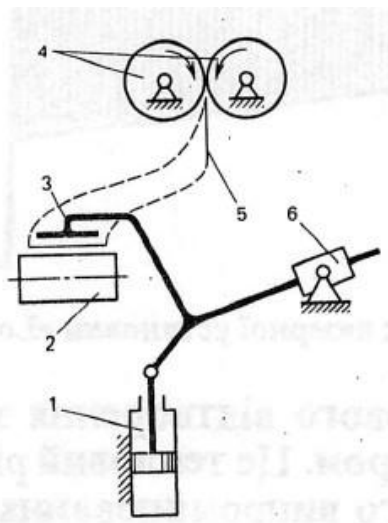


Рис. 3.3. Механізм подавання листа:

1 – пневмоциліндр з поршнем; 2 – конвеєр; 3 – укладач листа; 4 – валики подачі листа; 5 – лист; 6 – куліса;

3.1.4. Листоукладчик механізм

Пристрій для прийому, переміщення та укладання аркушів паперу у стопу.

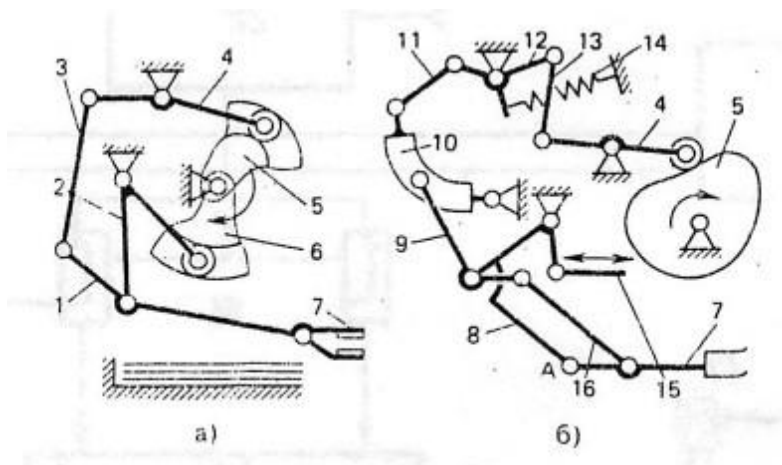


Рис. 3.4.. Листоукладчик механізм:

1 – коромисло; 2, 4 – важелі, 3 – тяга; 5, 6 – кулачки; 7 – захоплюючий пристрій; 8 – важіль; 9 – шатун; 10 – куліса; 11 – шатун; 12 – важіль; 13 – шатун; 14 – пружина; 15, 16 – тяги

Захоплювальний пристрій 7 (схема а) наводиться до руху від кулачків 5 і 6, встановлених на одному валу. Основна функція кулачка 5 – це підйом і опускання пристрою захоплення, а кулачок 6 забезпечує поздовжнє переміщення цього пристрою через тягу 15.

Кулачки 5 і 6 взаємодіють відповідно з важелями 4 і 2, які з'єднані між собою ланками 1 і 3. Ланки 1, 2, 3, 4 і стійка утворюють п'ятиланковий механізм з двома ступенями свободи. Пристрій захоплення 7 прикріплено до коромисла 1.

У схемі б, провідна тяга 15 через ланку 8 забезпечує переміщення точки А по дузі кола. Положення пристрою захоплення 7 стосовно т. А визначається положенням ланки 16. Ланці 16 надається рух від кулачка 5 через важіль 4, шатуну 13 через важіль 12. Шатун 11 приводить в рух криволінійну кулісу 10 і важіль 4. Ланки 4, 13, 12 і 12, 11, 10 разом зі стійкою є два послідовно з'єднаних чотириланкових механізмів. Механізм, складений з ланок 10, 9 та 8, має дві ступені свободи. Положення шатуна 9 тут визначено рухом куліси 10 та важелю 8.

3.1.4. Листознімальний механізм

Пристрій для захоплення та зняття відбитка з друкарського циліндра. Лист-відбиток 3 переміщується циліндром 4. У момент підходу листа до захватного пристрою 5 друкарського циліндра (дивитися: друкарського циліндра захватний пристрій) затискач розщеплюється. Цей процес відбувається при взаємодії ролика 8 з кулачком 1. Захватний пристрій переміщується разом з кареткою 7, пов'язаної з ланками ланцюга 2. Як тільки ролик 8 зіскакує з кулачка 1, захватний пристрій затискає лист під дією пружини 6. Далі лист переміщається ланцюгом разом із захватним пристроєм 5.

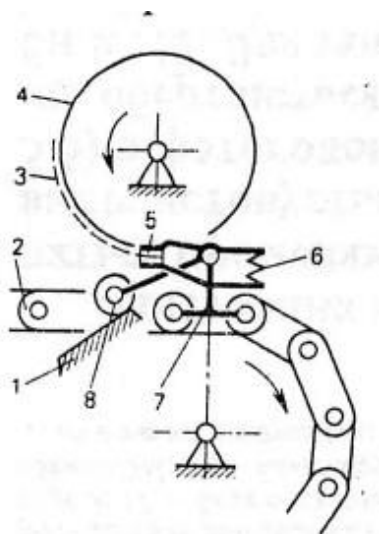


Рис. 3.5. Листознімальний механізм:

1 – кулачок; 2 – ланки ланцюга; 3 – лист-відбиток; 4 – циліндр; 5 – захоплювальний пристрій; 6 – пружина; 7 – каретка; 8 – ролик к. механізму

3.1.6. Листотранспортуючий механізм

Пристрій для переміщення аркушів від листовідокремлювального механізму до вивідних роликів.

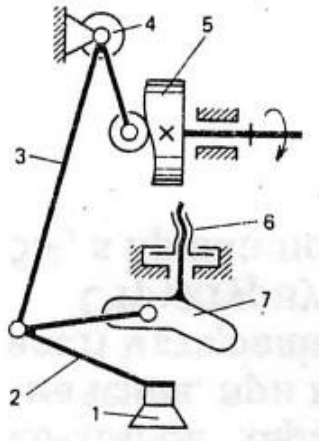


Рис. 3.6. Листотранспортуючий механізм:

1 – Вакуумний захоплювач (присоска); 2 – виконавча ланка; 3 – коромисло; 4 – розподільник пневмосистеми; 5 – циліндричний (торцевий) кулачок; 6 – гвинтовий механізм; 7 – криволінійна напрямна

Привід здійснюється від циліндричного кулачка 5. Транспортний рух вакуумному захватному пристрою 1 надає коромисло 3. Пристрій 1 повертається ланкою 2 за допомогою криволінійної напрямляючої 7, положення якої регулюється гвинтовим механізмом 6.

У початкове положення коромисло 3 повертає розподільник 4 пневмосистеми.

3.1.7. Листорізальний механізм

Пристрій для відрізання листів від паперового полотна.

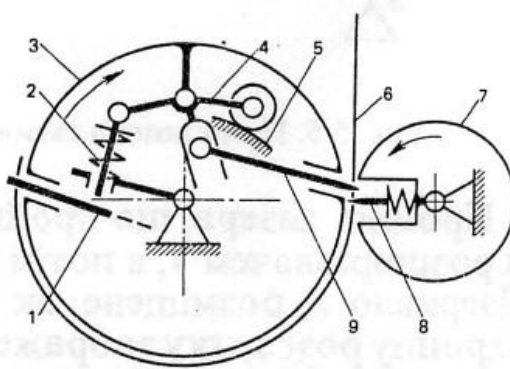


Рис. 3.7. Листорізальний механізм:

1, 9 – голки; 2 – пружина силового замикання; 3 – циліндр подавальний; 4 – коромисло; 5 – кулачок (нерухомий); 6 – полотно паперове; 7 – циліндр різальний; 8 – ніж

Паперове полотно 6 подається між різальним барабаном 7 і подавальним циліндром 3. Голка 1 захоплює полотно і щільно обтягує половину периметра циліндра 3. Барабан 7 за $\frac{1}{2}$ обороту циліндра 3 робить повний оборот, і підпру-

жинений ніж 8 відрізає лист від паперового полотна. У цей час паперове полотно захоплене вже голкою 9, цикл повторюється, голки 1 і 9 рухаються однаковими механізмами. При обертанні циліндра коромисло 4 взаємодіє з нерухомим кулачком 5 та надає поступальний рух голці 9. Силоне замикання кулачкового механізму здійснюється пружиною 2.

3.1.8. Листовідокремлювальний механізм

Пристрій для поштучного відділення аркушів від стопи та подачі їх до листотранспортувального механізму. Рух ведучого кулачка 1 через коромисло 2 (схема *a*) з пружним елементом 10, що компенсує інерцію його переміщення, передається повзуну 5 і далі вакуумному пристрою 6, який захоплює лист і відокремлює його від стопи. Хід захоплюваного пристрою 6 визначається ходом повзуна, а орієнтація його в просторі (проворот) – механізмом 7 і регулюється гвинтом 8. Механізм 7 являє собою разом з ланкою 5 повзунно-коромисловий механізм, до шатуна і повзуна якого приєднана структурна група з криволінійних ланок. Захоплюваний пристрій керується від пневмоциліндра 11 через розподільник 4, який переміщується разом з повзуном 5. При цьому клапан 3 в момент передачі листа з'єднує пневмосистему з атмосферою і тим самим відключає захоплюваний пристрій. Клапан 3 керується ланкою 9, що переміщується по нерухомому кулачку.

У схемі *б* захоплювальний пристрій 6 переміщається і повертається відповідно від кулачків 1 і 16. Кулачок 12 транспортуючого механізму через ланки 15 і 13 направляє ланку 17, що приводиться в рух від коромисла 22 і кулачка 1. Кінематичний ланцюг переміщення включає в себе вузли регулювання 19 та 14.

У схемі *в* рух від кулачка 1 через ланки 22, 5 передається захоплювальному пристрою 6.

Його розвороти здійснює ланка 26, яка в свою чергу взаємодіє з нерухомим кулачком 24 і ланкою 25, яка шарнірно і пружно з'єднана з ланкою 5. Механізм 27 в залежності від положення захоплювального пристрою, розвертає пневморозподільник 23, який керує пневмосистемою.

Листовідокремлювальний механізм взаємодіє (функціонально сполучений) з листотранспортувальним механізмом та механізмом стапельного столу.

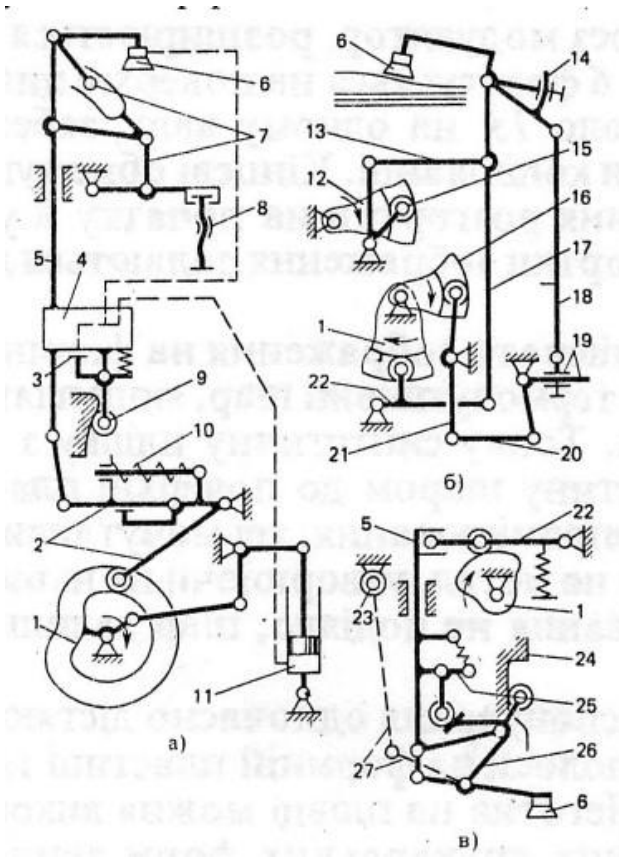


Рис. 3.8. Листовідокремлювальний механізм:

1, 9 – голки; 2 – пружина силового замикання; 3 – циліндр подавальний; 4 – коромисло; 5 – кулачок (нерухомий); 6 – полотно паперове; 7 – циліндр різальний; 8 – ніж

3.1.9. Листовивідний механізм

Пристрій, що містить вихідні ролики та стрічковий конвеєр, привід яких забезпечує переміщення листа зі змінною швидкістю для подальшої його плавної зупинки.

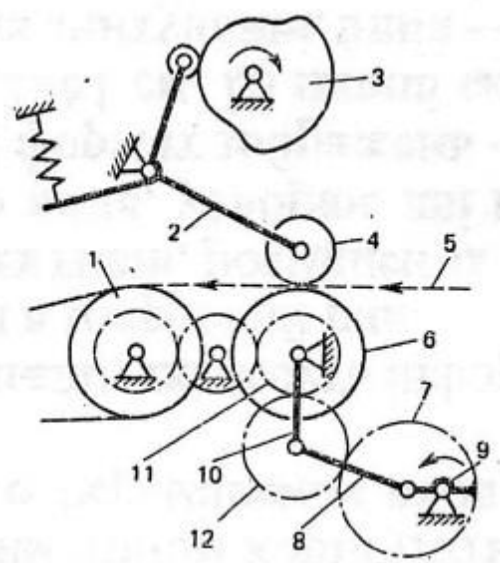


Рис. 3.9. Листовивідний механізм:

1 – конвеєр; 2 – коромисло; 3 – кулачок; 4, 6 – ролики вивідні; 5 – полотно паперове (аркуш); 7, 11, 12 – колеса зубчасті; 8, 10 – шатуни

Аркуш 5 захоплюється вивідними роликками 4 та 6 і подається на конвеєр 1. Лист притискується роликком 4, що переміщується за допомогою коромисла 2, який взаємодіє з кулачком 3.

Ролик 6, так само як і барабан конвеєра 1, обертається зі змінною кутовою швидкістю. Вал самонакладу 9 обертається з постійною кутовою швидкістю. Він пов'язаний з роликком 6 за допомогою зубчасто-важільного механізму, що включає шарнірний чотириланковий механізм (ланки 9, 8, 10 і стійка) і зубчасті колеса 7, 12, 11. Колесо 7 встановлено на валу 9 ексцентрично. Передавальне відношення між колесами 11 та 7 з цієї причини виходить змінним. Ланки 8 і 10 дають можливість осі 12 колеса переміщатися при збереженні його зачеплення з колесами 7 і 11.

3.1.10. Листозахоплювальний пристрій

Пристрій у вигляді губок, що сходяться і розходяться для затискання і утримування предметів типу листа.

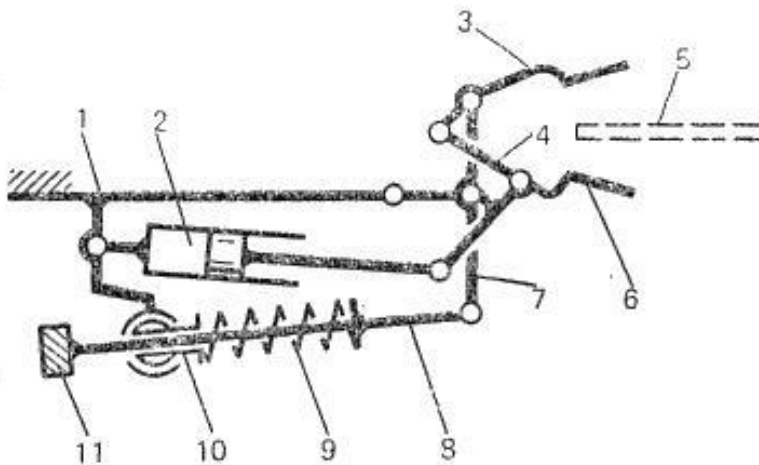


Рис. 3.10. Листозахоплювальний пристрій:

1 – важіль несучий; 2 – гідроциліндр; 3, 6 – губки; 4 – тяга; 5 – аркуш; 7 – важіль; 8, 9, 10 – ланки кулісного механізму; 11 – тягар

Губки 3 і 6 шарнірно з'єднані з важелем 1 і між собою ланкою 4, утворюючи таким чином двокоромисловий чотириланковий механізм. Одне з коромисел - губка 6, виконано у вигляді двоплечового важеля і рухається гідроциліндром 2, шарнірно пов'язаним зі стійкою 1. Переміщення губки 6 призводить до зустрічного переміщення губки 3.

В результаті губки затискають лист 5. Важіль 7 шарнірно з'єднаний зі стійкою і разом з ланками 8, 10 утворюють кулісний механізм. Рух ланки 8 вздовж куліси 10 визначено жорсткістю пружини 9, яка дозволяє самовстановлюватися механізму переміщення губок щодо листа 5. Важіль 7 з приєднаними до нього ланками врівноважується тягарем 11.

3.2. Механізми приладів

3.2.1. Варіометр – пристрій для вимірювання вертикальної швидкості літака.

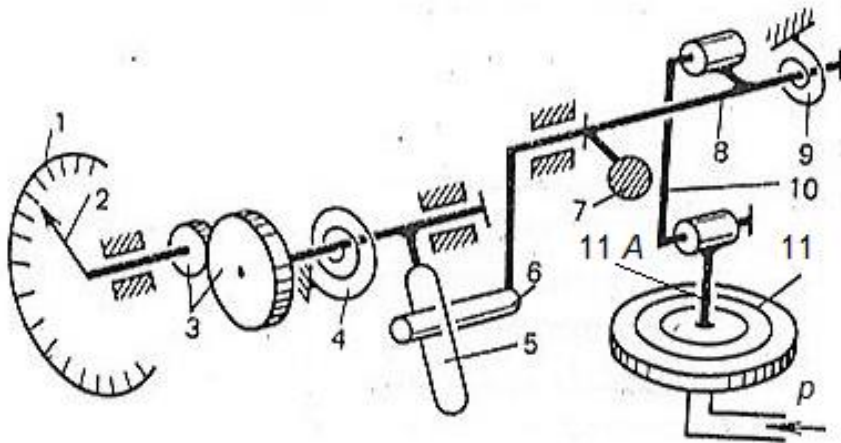


Рис. 3.11. Варіометр

ланка коробки, деякий рухомий шток 11 А, набуває лінійного переміщення, що спричиняє переміщення тяги 10, яка повертає вал 8. На валу 8 встановлені коромисло 6 і тягар врівноваження 7. Коромисло 6 взаємодіє з кулісою 5, яка в свою чергу обертає вал. На валу розташоване зубчате колесо 3 та волосінь протидії 4, Коромисло через зубчасту пару 3 повертає стрілку 2 щодо шкали 1. При змінному тиску ланки кінематичного ланцюга утримуються в рівноважному положенні пружинами 9 і 4. Особливість коромислово-кулісного механізму – це нерівномірність шкали приладу навіть при незначних змінах швидкості літального апарата.

3.2.2. Витратометр – пристрій для визначення витрати рідини (газу) за визначений час.

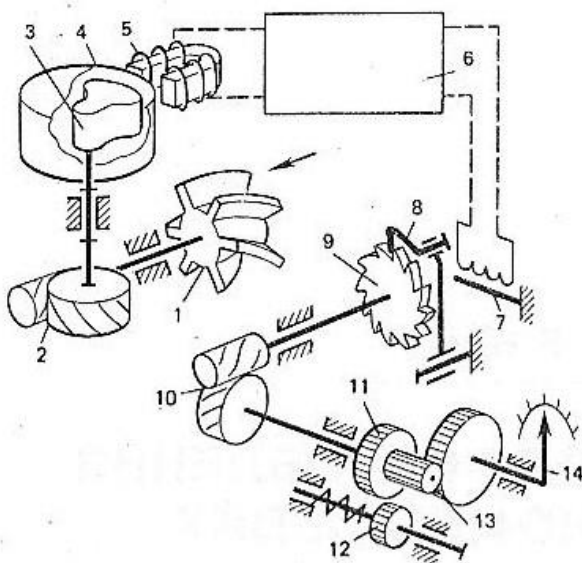


Рис.3.12. Витратомір

Вхідною ланкою варіометра є манометрична коробка 11 – замкнутий пружний порожнинний об'єм, переважно сільфонного типу. Залежно від різниці тиску повітря в атмосфері і всередині корпусу коробки вихідна

Датчиком витрати служить крильчатка 1, встановлена співвісно потоку рідини. Обертання крильчатки передається через гвинтову передачу 2 сталевому осереддя 3. Стінка 4 забезпечує герметичність трубопроводу, де встановлена крильчатка. Внаслідок обертання осереддя 3 змінюється індуктивність котушки 5. Ці зміни поступають в витратометричний генератор 6 і перетворюються імпульси струму, що посилюються в обмотку

електромагніту 7. Електромагніт 7 приводить в рух собачку 8, яка формує імпульсний рух храпового колеса 9, яке за допомогою механічної передачі рух передається стрілці 14 покажчика витрат або ж лічильнику. Для повернення стрілки у вихідне положення вводять у зачеплення колеса 11 та 12 і повертають стрілку до необхідних показів.

3.2.3. Манометр (з гр. manos – нещільний і metreo – вимірюю) – пристрій для вимірювання тиску рідин та газів.

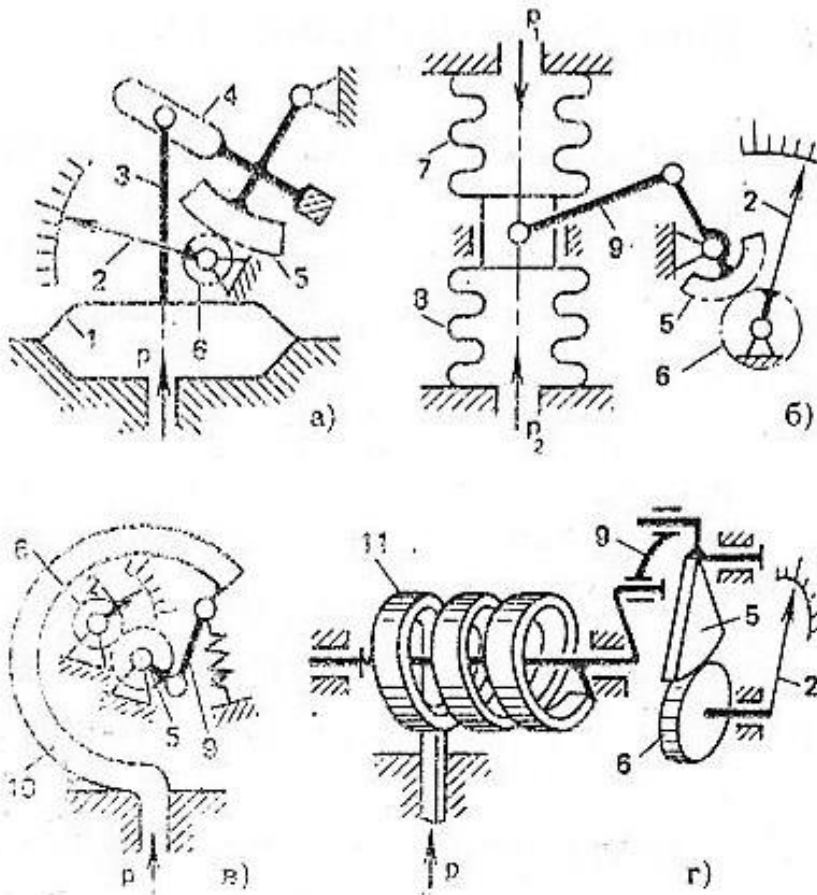


Схема а – внаслідок тиску рідини або газу деформується діафрагма 1. Через шток 3 рух передається кулісі 4 і далі через зубчастий сектор 5 та шестерню 6 – стрілці 2, кут повороту якої відповідає величині вимірюваного тиску.

Схема б – вимірюється різниця тисків p_1 і p_2 в сильфонах 7 і 8. Різниця тисків відповідає різниці деформацій сильфонів. Рух через шатунно-коромисловий механізм (шатун 9 та зубча

Рис.3.14. Манометр тиску

тий сектор 5) і шестерню 6 передається стрілці 2.

Схема в – пружинна трубка 10 при подачі в неї газу або рідини під тиском прагне розпрямитися і при цьому повертає стрілку 2.

Схема г – трубка виконана у вигляді гвинтової пружини 11. Кінець пружини в залежності від тиску повертається на деякий кут. Надалі цей поворот передається на стрілку 2.

3.2.4. Терези – пристрій для вимірювання маси.

Вимірювання здійснюється шляхом зіставлення гравітаційної сили, що діє на предмет, що зважується, з гравітаційною силою, що діє на еталонну масу, або

з визначеною (тарированою) силою пружності пружини з електромагнітною силою. З використанням сили пружини вноситься похибка, зумовлена відмінністю прискорення вільного падіння у різних точках навколосемного простору.

Залежно від системи зіставлення сил розрізняють тр. важільні, пружинні, електричні, гідравлічні.

Схеми а – е – важільні, у яких масу предмета 1, що зважується, зіставляють з еталонною масою 3.

У сх. а предмет 1, що зважується, встановлений на ланці АВ, а еталонна маса 3 – на ланці DE. Ланки АВ та DE шарнірно пов'язані рівноплечими важелями BD та AE з опорами в т. С та F. Утворений таким чином здвоєний паралелограм ABDE забезпечує паралельність переміщення ланок АВ та DE.

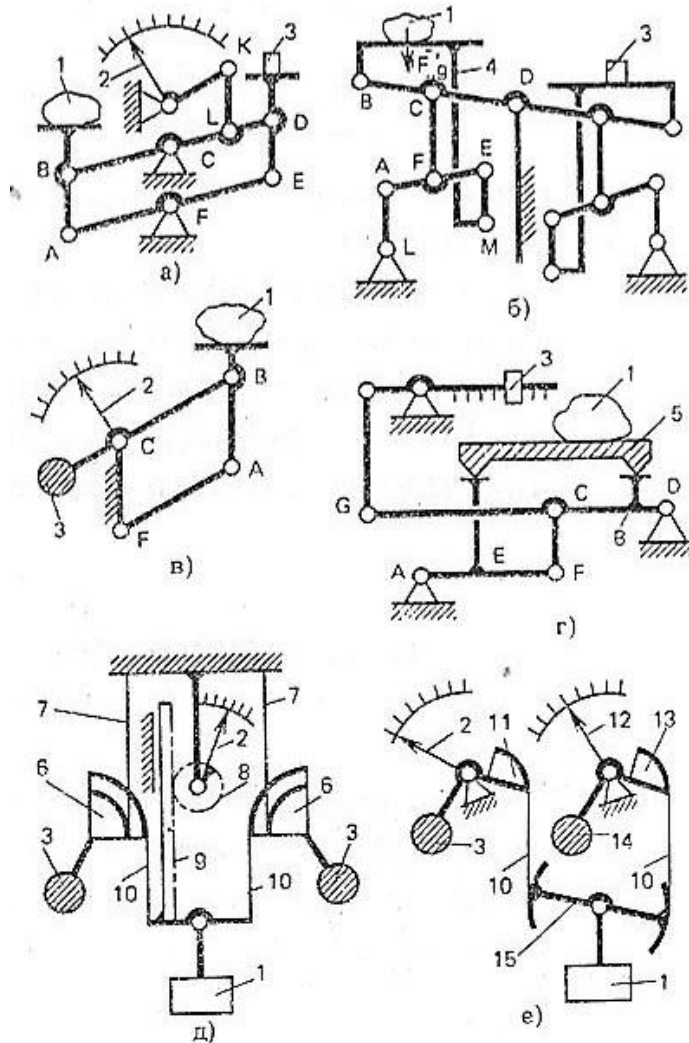


Рис. 3.15. Терези

Важіль BD за допомогою тяги KL з'єднаний зі стрілкою 2. По положенню стрілки судять про рівність мас тіл 1 і 3. Горизонтальне зміщення тіл 1 і 3 щодо ланок АВ та DE позначається на величині плечей дії гравітаційних сил і відповідно на точності вимірювання маси. В схемі б цей недолік відсутній. Наприклад, при довільному зміщенні тіла на ваговій платформі 4 момент сил на важелі BD буде однаковим. В сх. д і е використані механізми з гнучким зв'язком ланок.

3.4.5. Тахометр відцентровий - (від гр. tachos – бистринь, швидкість та metros – вимірюю) – *прилад для вимірювання частоти обертання ланки механізму, заснований на використанні відцентрових сил.*

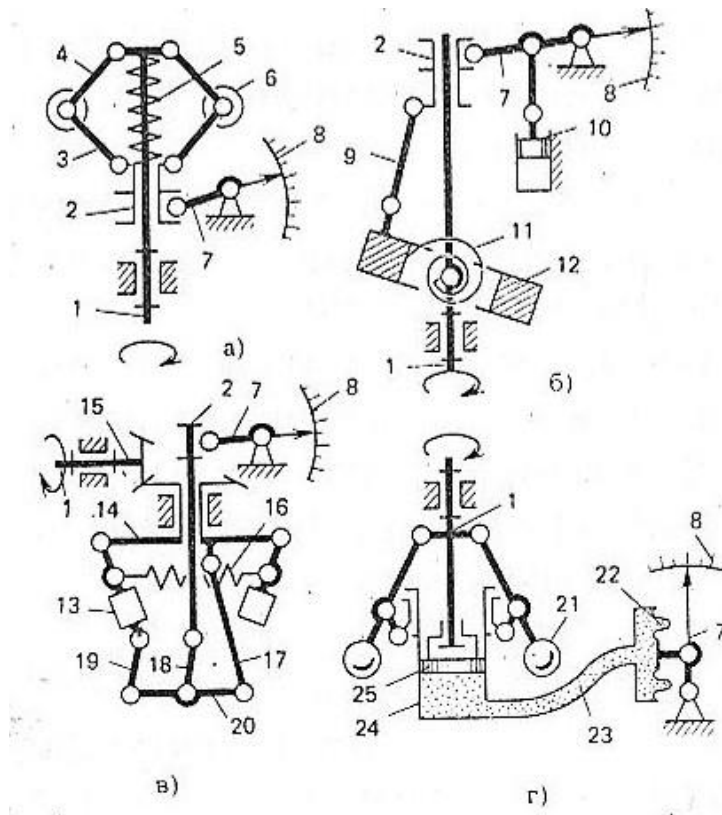


Рис. 3.16. Тахометр відцентровий

В схемі *б* кільце 12 шарнірно з'єднане з валом, що обертається, і утримується в нахиленому положенні спіральної пружиною 11. Момент сил інерції, що діють на кільце 12, прагне привести його вісь в положення, що збігається з віссю обертання. Кільце повертається доти, доки пружина 11 не врівноважить момент сил інерції. Поворот кільця перетворюється через шатун 9 поступальний рух повзуна. Рух повзуна передається стрілці 7, що вказує на шкалі 8 частоту обертання, що вимірюється. Коливання стрілки гасяться демпфером 10.

В схемі *в* тягарі 13 шарнірно з'єднані з обертовою ланкою 14, що приводиться в рух від валу 1 через зубчасту передачу 15. Тягарі утримуються пружиною 16. Переміщення тягарів 13 здійснюється за допомогою семи ланкового важільного механізму (складається з ланок 1, 2 17, 18) у поступальний рух повзуна 2, який і переміщує стрілку 7.

У схемі *г* переміщення тягарів 21, шарнірно з'єднаних з валом 1, перетворюється в поступальний рух циліндра 24 відносно поршня 25, пов'язаного з ва-

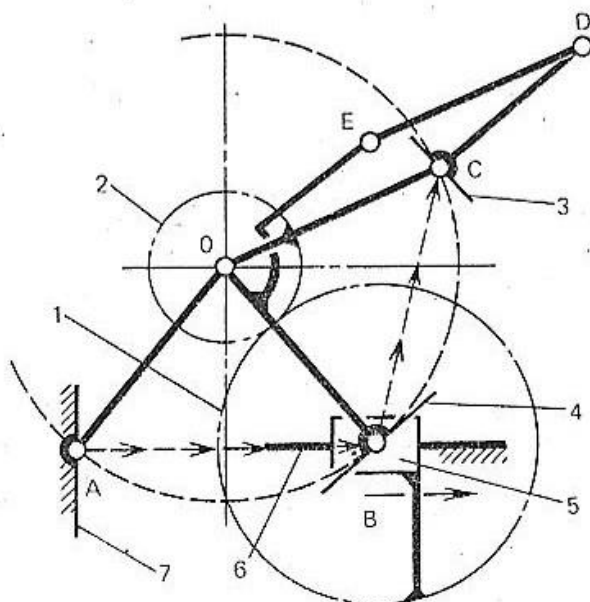
На валу 1, що обертається (схема *а*), частоту обертання якого вимірюють, встановлені тягарі 6. Кожен з тягарів 6 пов'язаний з валом коромислом 4, а з повзуном 2 - за допомогою шатуна 3. Під дією відцентрових сил тягарі 6 розходяться і переміщують повзун 2. Пружина 5 стискається до тих пір, доки приведена до повзуна сила від дії відцентрових сил не врівноважить зусилля стиснення пружини. Стрілка 7 вказує на шкалі 8 частоту обертання.

лом 1. Робоче тіло (рідина або газ) засмоктується поршнем 25 через трубопровід 23, чинить дію на діафрагму 22, що спричиняє переміщення стрілки за шкалою 8.

3.4.6. Спектрометра механізм – пристрій, що забезпечує синхронне переміщення по колу трьох елементів: джерела випромінювання, диспергуючого елемента і детектора.

Отже, центри цих елементів розташовані на колі, а промені, що їх з'єднують та центр кола, утворюють рівносторонні трикутники, як це показано на рисунку. У вершинах основи трикутників лежать центри джерела випромінювання і детектор. Площина, яка визначає положення кристала, паралельна основи, а площина детектора перпендикулярна основи.

На схемі точка A – центр джерела випромінювання 7, тч. B – центр кристала 4 і тч. C – центр детектора 3. Площини кристала 4 та детектора 3 орієнтовані перпендикулярно прямим OB та OC .



Точки A, B, C розташовані на колі з центром в точці O . В точці O з'єднані шарнірно три ланки однакової довжини: OA, OB та OC .

З ланкою OB шарнірно з'єднаний повзун 5, що переміщується вздовж напрямної 6 лінії AB .

Ланка OC з'єднана з повзуном 5 зубчастою парою 2 - 1 з відношенням чисел зубів $\frac{z_1}{z_2} = 2$

Завдяки такому з'єднанню ланок

Рис. 3.17. Спектрометра механізм під час руху повзуна забезпечується

поворот ланки OC у 2 рази швидше, ніж ланки OB , тобто $\angle AOB = \angle BOC$,

а також $AB = BC$. Для того, щоб забезпечити поступальний рух ланки 3 щодо ланки 4, у механізм введені шарнірно з'єднані ланки ED і DC , причому ланка ED шарнірно з'єднана з ланкою OB , а ланка DC – зі ланкою OC таким чином, що утворений паралелограм $OEDC$.

Площина 3 орієнтована перпендикулярно площині 4. Така орієнтація зберігається під час руху ланок.

На схемі стрілками показано напрямок променю під час роботи спектрометра.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №5.

Аналітичні дослідження складних механізмів (залікова робота)

МЕТА РОБОТИ:

- *поглиблення знань з теорії механізмів;*
- *набуття самостійних навичок аналізу механізмів за схемами*

Завдання до роботи

Дослідженням підлягають два механізми з схем, які наведені на рис. 3.1 – 3.17 (за завданням керівника).

1. Виготовити ескізи кінематичних схем відповідно до стандартів.
2. Провести додаткову нумерацію ланок також за стандартами.
Примітка. На схемах пронумеровані активні ланки відповідно до перетворень руху; пасивні ланки переважно не нумеровані.
3. Скласти нумеровану таблицю з технічними назвами ланок;
наприклад: кривошип, коромисло, корпус куліси, напрямна куліси, повзун куліси, інше.
4. На схемах, великими літерами латиниці, вказати кінематичні зв'язки (кінематичні пари).
5. Скласти нумеровану таблицю кінематичних пар з графами відповідно до табл. 1.1, стор.11 даного посібника; додатково до таблиці включити ще дві графи: 1) призначення пари (активна чи пасивна); 2) назва пари.
6. В аналізі виявляти активні та пасивні ланки, основні та надлишкові зв'язки, ведуча та ведена ланки, джерело та вид механічного руху.
7. Провести частковий структурний аналіз та розрахувати ступінь рухомості за Чебишевим.
8. Провести технічний аналіз роботи механізму та зробити висновки.

Методика виконання роботи

1. Порядок виконання роботи

- 1.1. Отримати допуск до роботи.
- 1.2. Отримати дві схеми для аналізу.
- 1.3. Виконати ескізи кінематичних схем - формат листа А4, на якому, поруч зі схемою, подати інформацію про механізм, зміст якої зазначений у Завданні.
- 1.4. Виконати роботу у відповідності з рубриками «Завдання».

2.2. Приклад виконання роботи

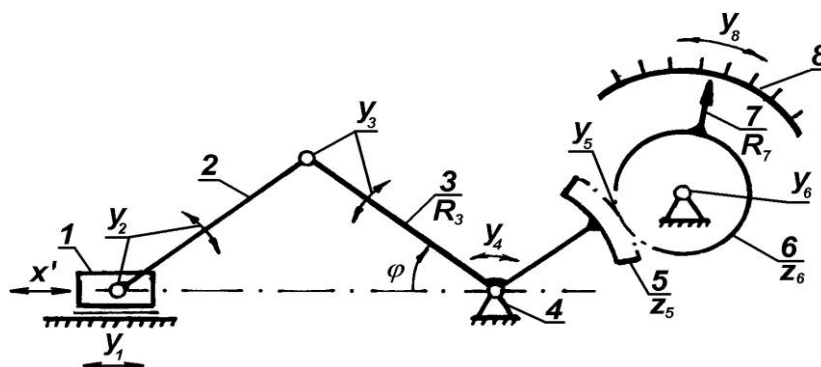
2.2.1. Аналіз кінематичної схеми механізму

Для прикладу, розглянемо трубчастий манометр, який використовується для вимірювання тиску. Конструктивний вигляд такого манометра (без корпусу) зображений на рисунку 1.13, а також на рис. 3.14, в.

Принцип дії, конструкція кінематичні зв'язки, кінематична схема детально розглянуті у методичних матеріалах Лабораторної роботи №2, стор.42 і далі. Тут ми додаємо дані про схему, у вигляді таблиць, які задекларовані у Завданні, рубрики 4, 6. Ці таблиці необхідно розмістити на кінематичній схемі.

Отже, графіка конструктивного вигляду (при її наявності), кінематична схема, з двома таблицями або текстовою специфікацією, як це зроблено нижче, та пояснювальна записка, зміст якої висвітлює текстовий матеріал завдання, складає Звіт про виконання роботи на одну схему завдання. Як зазначено, завдання включає *дві схеми*.

Кінематична схема манометра подається нижче (рис. 1.14).



Принципова кінематична схема трубчастого механічного манометра (рис. 1.14)

З точки зору ТММ даний механізм складається з таких простих механізмів: повзунковий (ланка 1); кривошипно-шатунна передача (ланки $2, 3$); зубчато-секторна передача (ланки $5, 6$); індикаторна система (ланки $7, 8$).

2.2.1. Розрахунок ступеня рухомості механізму

Налічуємо такі рухомі ланки механізму: 1 – повзун 1 ; 2 – шатун 2 ; 3 – кривошип 3 та нерухомо приєднаний до нього зубчатий сектор 5 ; 4 – зубчате колесо 6 з приєднаною стрілкою 7 . Отже, кількість рухомих ланок $n = 4$.

Розглянемо наявні кінематичні пари та їх клас, тобто рухомі з'єднання двох ланок. Спостерігаємо: перша: повзун 1 та напрямна лінійного руху – це пара п'ятого класу, зображено координатою y_1 ; друга: пара п'ятого класу, шарнірне з'єднання (таке, що дозволяє обертовий рух) шатуна та повзуна – координата y_2 ; третя: обертова пара п'ятого класу, з'єднання шатуна та кривошипа – координата y_3 ; четверта: пара п'ятого класу, обертове з'єднання кривошипа та зубчатого сектора зі стояком, координата y_4 ; п'ята: пара четвертого класу, зубчате з'єднання зубчатого сектора та зубчатого триба, координата y_5 ; шоста: пара п'ятого класу, обертання триба на нерухомій осі, закріпленої до стійки, координата y_6 . Обрахунок показує, що кількість пар п'ятого класу $p_V = 5$, а кількість пар четвертого класу $p_{IV} = 1$.

Розрахуємо ступінь рухомості механізму згідно з формулою Чебишева.

$$W = 3n - 2p_V - p_{IV} = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 1 = 1.$$

Таким чином, ми переконались, що механізм виявить однозначність перетворення вхідної величини (тиску в системі p), тобто принципова кінематична схема не виявляє надлишкових зв'язків, які можуть привести до неоднозначності перетворення вхідного сигналу.

Протокол звіту містить

1. Назву, мету, завдання до роботи.
2. Дві кінематичні схеми механізмів з таблицями (або текстовими специфікаціями) на параметри механізму.
3. Схема, що аналізується за графічним зображенням, виконується на аркушах формату *A4* згідно з вимогами “Стандартів”.
4. Пояснювальні записки, в яких подається структурний аналіз механізмів, основний зміст яких складає:
 - 4.1. Призначення, характеристика механізмів.
 - 4.2. Характеристика ланок механізму, їх конструктивні параметри.
 - 4.3. Встановлення вхідної (або початкової) та вихідної ланок, властивості інверсії руху цих ланок.
 - 4.4. Виявлення активних та пасивних кінематичних пар, їх класу, розрахунки ступені рухомості за формулою Чебишева.
 - 4.5. Висновки щодо призначення механізмів.

Контрольні запитання

1. Знати та вміти пояснити зміст роботи та кожну деталь протоколу.
2. Які види кінематичних схем вводяться стандартами ЕСКД?
3. Яка інформація про елементи механізму подається безпосередньо на кінематичних схемах?
4. Знати умовні графічні зображення основних кінематичних пар.
5. Чим відрізняються вищі кінематичні пари від нижчих?
6. Чим відрізняються складні механізми від простих?
7. Які функції виконують окремі елементарні механізми, що наявні у ваших схемах?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. 640 с.
2. *Артоболевский И.И.* Механизмы в современной технике. Справочное пособие для инженеров, конструкторов и изобретателей. В 7-и томах. – М.: Наука, 1979-1981.
3. ЕСКД: Умовне графічне зображення кінематичних елементів. ГОСТ 2.770 – 68; Правила виконання схем: Схеми кінематичні, ГОСТ 2.701-84, 2.703-68, 2.721-74.
4. *Житарюк В.Г.* Функціональні перетворення в приладах і апаратах. – Чернівці, Рута, 2002. 80 с.
5. *Кінницький Я.Т.* Практикум із теорії механізмів і машин: Навчальний посібник. – Львів: Афіша, 2001. 272 с.
6. *Крайнев А.Ф.* Словарь-справочник по механизмам. – М.: Машиностроение, 1987. 560 с.
7. *Левитская О.Н., Левитский Н.И.* Курс теории механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1985. 279 с.
8. Машиностроение. Терминология: Справочное пособие. Вып. 2. – М.: Изд.-тво стандартов, 1989. 432 с.
9. *Романычева Э.Т., Иванова А.К., Куликов А.С.* и др. Разработка и оформление конструкторской документации РЭА: Справочник. – М.: Радио и связь, 1989. 448 с.
10. Технічна механіка : Навчально-методичний посібник до лабораторного практикуму / Укладачі: Житарюк В.Г., Годованюк В.М., Цалий В.З. – Чернівці: Рута, 2006. 80 с.
11. *Юденич В.В.* Лабораторные работы по теории механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1982. 288 с.

Навчальне видання

Механізми: аналіз та дослідження

Навчальний посібник до лабораторного практикуму

Укладачі:

Житарюк Віктор Григорович

Мотрич Артем Володимирович

Літературний редактор ***Лукул О.В.***

Свідоцтво про державну реєстрацію ХХХ

Підписано до друку ХХХХХХ. Формат 60 x 84/16.

Папір офсетний. Друк офсетний. Ум. друк. арк. ХХ

Обл.-вид. арк. ХХ. Тираж 60.

Друкарня видавництва «Рута» Чернівецького національного університету

58012, м. Чернівці, вул. Коцюбинського, 2