

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра загальнотехнічних дисциплін та охорони праці



ТЕМА: «ТММ ЯК НАУКА. ПОЧАТКОВІ (ВХІДНІ) ПОНЯТТЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ»

Лектор : к.т.н. доц. СОЛОНА ОЛЕНА ВАСИЛІВНА

МЕТА: «Ознайомитись із основними визначеннями та поняттями курсу теорії механізмів і машин»

ПЛАН ЛЕКЦІЇ:

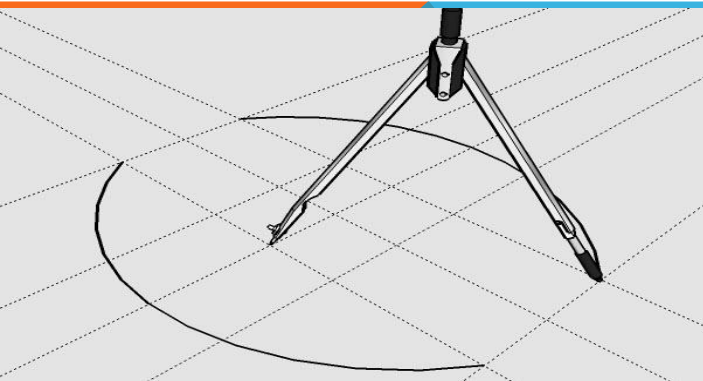
- 1. СУТНІСТЬ ТЕОРІЇ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ ТА ЇЇ ЗАДАЧІ**
- 2. ПОНЯТТЯ «МАШИНИ» ТА КЛАСИФІКАЦІЯ МАШИН**
- 3. ПОНЯТТЯ «МЕХАНІЗМ», «КІНЕМАТИЧНИЙ ЛАНЦЮГ» ЙОГО СТРУКТУРА ТА КЛАСИФІКАЦІЯ**
- 4. ОСНОВНІ ВИДИ ПЛОСКИХ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ ТА ЇХ СТРУКТУРНІ СХЕМИ**
- 5. ПРИНЦИП СТВОРЕННЯ МЕХАНІЗМІВ. ГРУПА АССУРА**

ЛАБОРАТОРНІ РОБОТИ:

№1. Тема: «Структурний аналіз механізму»

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ:

- 1. 1-й лист (Структурний аналіз механізму)**
- 2. 1-й розділ пояснювальної записки**



СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ:

1. Солоня О.В., Вірник М.М. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування. Навчальний посібник – Вінниця: ПП Балюк І.Б.2012.- 224.
2. Теорія механізмів і машин. Лабораторний практикум: Навчальний посібник / Солоня О.В., Любин В.С. – Вінниця: ВНАУ, 2014. – 140 с.
4. Стадник М.І. Управляемый электромеханический симметричный привод для вибрационных технологических машин / М.І. Стадник, Л.В. Ярошенко, О.В. Солоня, Р.В. Чубик // Вібрації в техніці та технологіях. – 2018. – №3(90). – С. 117-126
5. Солоня О.В. Обґрунтування параметрів вібраційного млина з просторово-циркуляційним рухом гірської маси: дис. ... канд. техн. наук : 05.05.06 / Солоня Олена Василівна . – Вінниця, 2006. – 159 с.
6. Купчук І.М. Обґрунтування технологічної схеми та конструктивної реалізації вібраційного подрібнення сировини спиртового виробництва: дис. ... канд. техн. наук : 05.18.12 / Купчук Ігор Миколайович. – Вінниця, 2017. – 152 с.

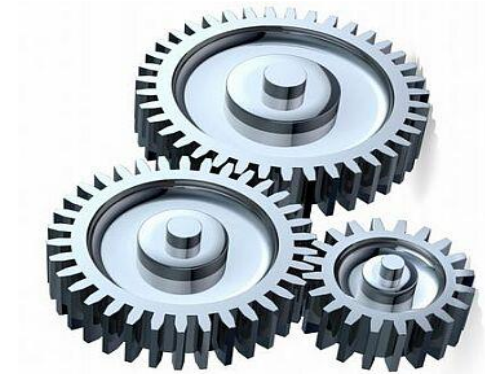
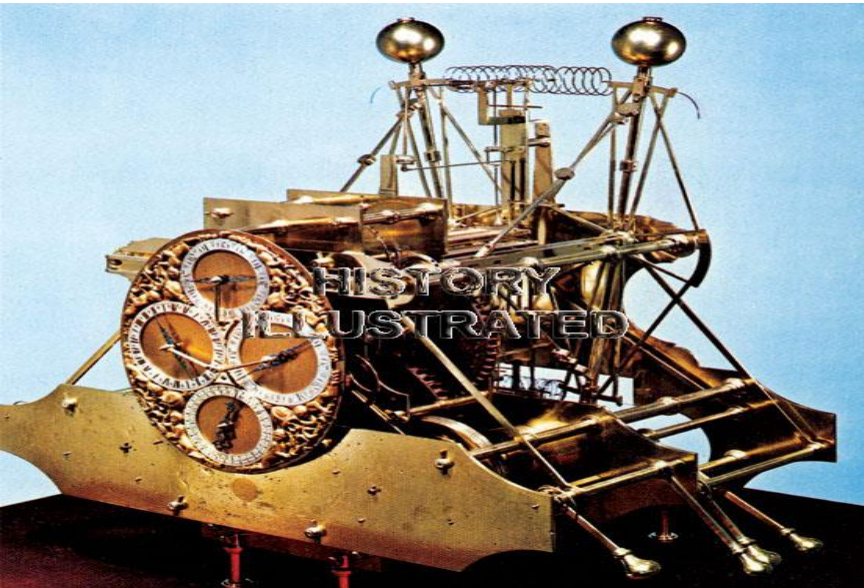


1. СУТНІСТЬ ТЕОРІЇ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ ТА ЇЇ ЗАДАЧІ

Теорія механізмів і машин (ТММ) - це наука про загальні методи дослідження механізмів і машин, наукові основи їх проектування та полягає у вивченні структури (будови), кінематики та динаміки механізмів і машин шляхом їх аналізу та синтезу.

Задачі ТММ дуже різноманітні, але найважливіші з них можна згрупувати за двома проблемами:

- *аналіз існуючих механізмів та машин (дослідження);*
- *синтез нових механізмів і машин (проектування).*

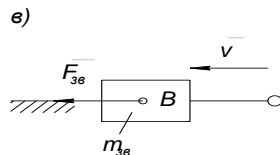
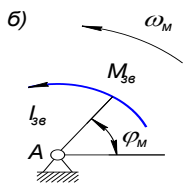
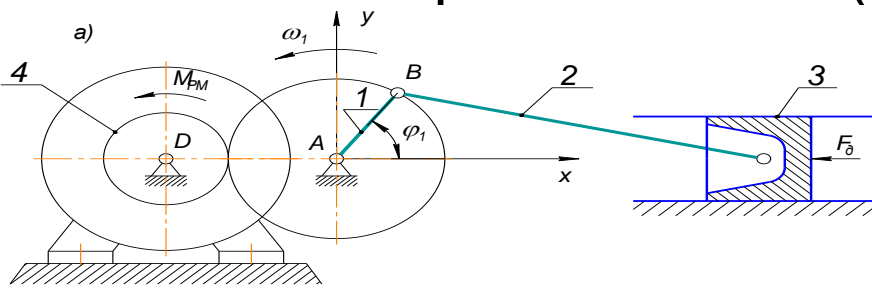


2. ПОНЯТТЯ «МАШИНИ» ТА КЛАСИФІКАЦІЯ МАШИН

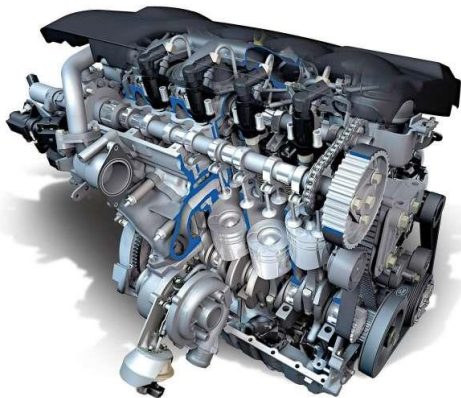
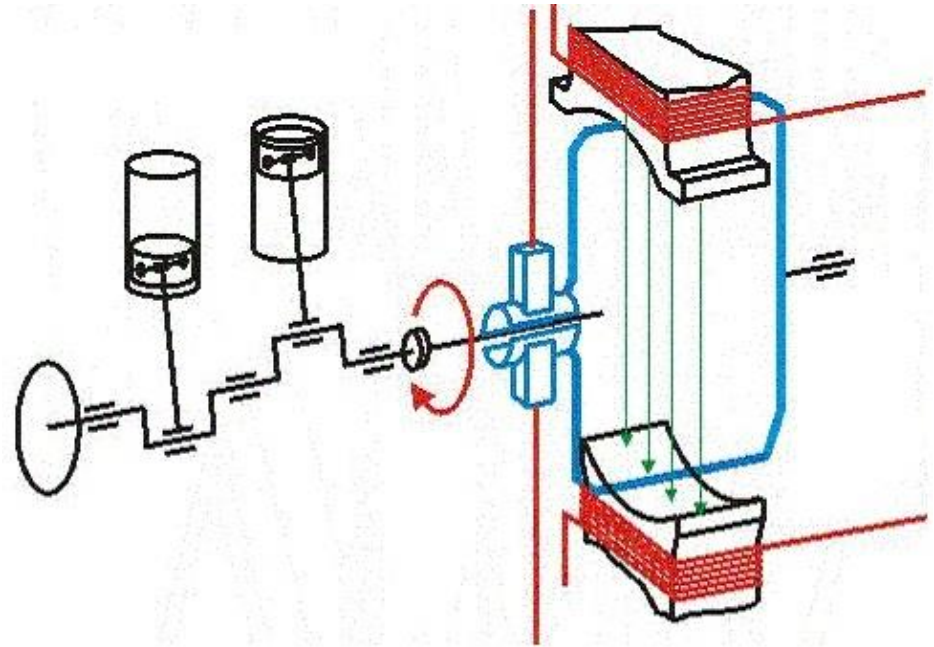
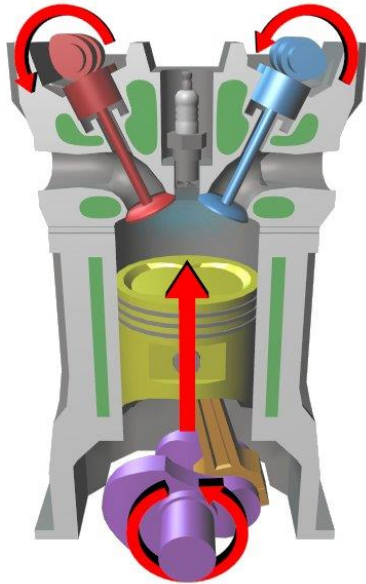
Машина – це пристрій, або комплекс механізмів, призначений для виконання корисної роботи (заміни праці людини), шляхом перетворення одного виду енергії в інший (теплової, електричної і т.д. в механічну та інші види).

За функціональним призначенням машини можна класифікувати на:

- енергетичні машини (генератор, двигун внутрішнього згорання);
- технологічні (робочі) машини (верстати, кутери, дробарки, млини);
- транспортні машини (ліфти, автомобілі, підйомні крани);
- інформаційні машини (електронні обчислювальні машини);
- кібернетичні машини (промислові роботи).



Енергетичною машиною - називається машина, що призначена для перетворення будь-якого виду енергії у механічну (і навпаки). У першому випадку вона називається машина-двигун, в другому випадку машина-генератор.



Керований електромеханічний вібропривод (М.І. Стадник, Л.В. Ярошенко, О.В. Солоня, Р.В. Чубик)

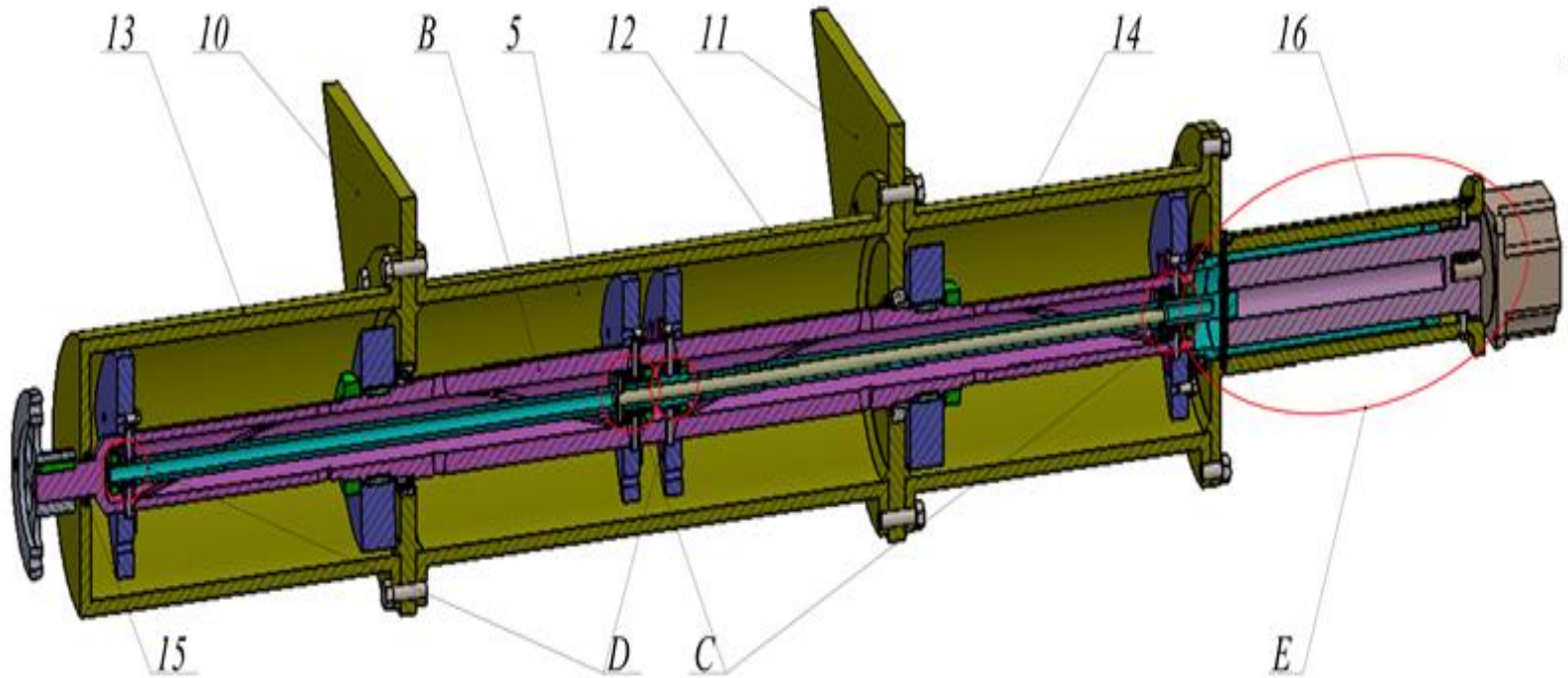
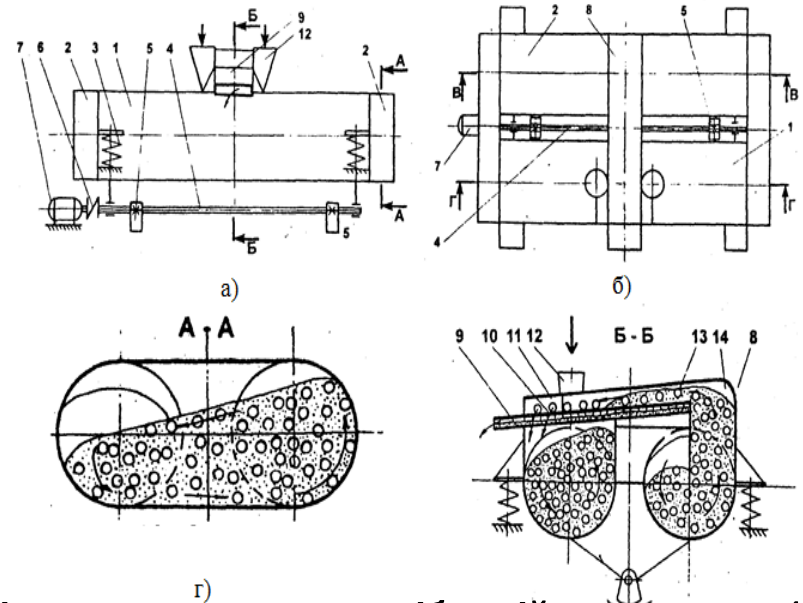


Рис. 1 – Конструкція керованого електромеханічного вібропривода (5 –дебалансний віброзбудувач; 10 – елемент порівняння амплітуди; 11 – елемент порівняння фаз; 12 – датчик; 13 – регулятор частоти циклічної змушуючої сили; 14 – регулятор амплітуди циклічної змушуючої сили; 15 – контур керування; 16 – направляючий циліндр; С – механізми переміщення першого і третього рухомих дебалансів; D – механізми переміщення другого і четвертого рухомих дебалансів; E – механізм гвинтової подачі з приводом від серводвигуна.)

Технологічною машиною – називається машина, яка призначена для зміни форми , розмірів та властивостей вихідних матеріалів та заготовок (металообробні верстати та комплекси, ковальсько-пресове обладнання, прокатні стани, ливарне обладнання і т, ін.).



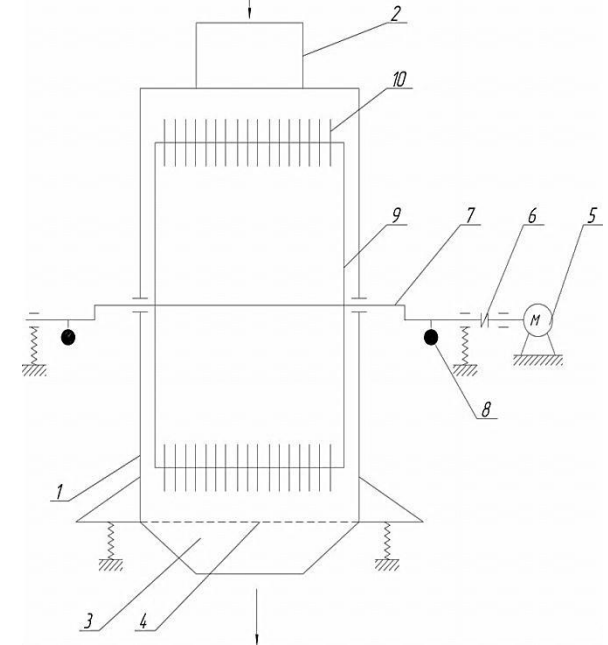
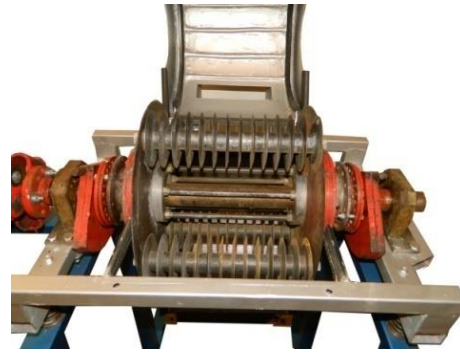
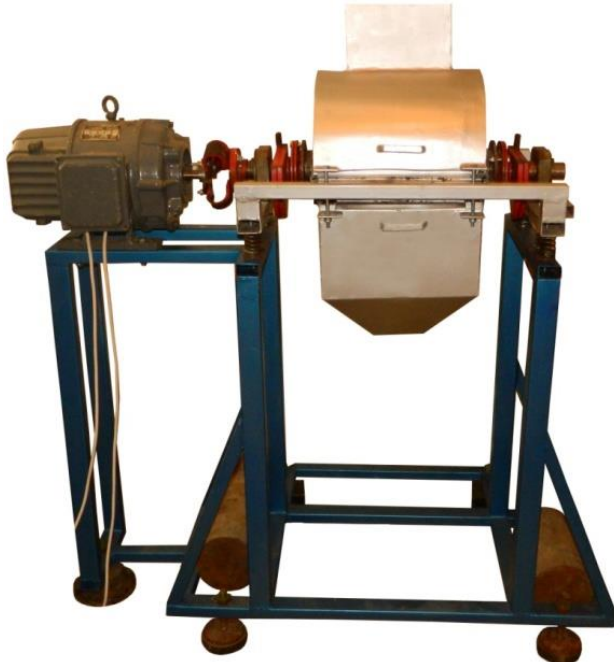
Вібраційний млин (Солона О.В.)



Конструктивна схема вібраційного млина: 1 – камера; 2 – перехідний жолоб; 3 – пружні елементи; 4 – вал вібробуджувача; 5 – дебаланси; 6 – еластична муфта; 7 – двигун; 8 – вертикальний жолоб; 9 – двоярусний лоток; 10 – решітка; 11 – отвори в боковій стінці лотка; 12 – завантаження; 13 - ударні тіла; 14 – матеріал.

Створюється безперервний рух робочого середовища в порожнині робочої камери по замкнутій спіральній траєкторії, що значно інтенсифікує процес помелу матеріалу.

Вібродискова дробарка (Купчук І.М.)



Вібродискова дробарка: 1 – корпус; 2, 3 – завантажувальна та розвантажувальна горловина; 4 – сито; 5 – електродвигун; 6 – муфта еластична; 7 – вал кінематичний; 8 – противаги; 9 – ротор; 10 – біла дисковидні.

Можливість подрібнення матеріалу із показником вологовмісту, більшим за базисні норми без істотного зменшення продуктивності процесу, та низьку вартість виготовлення цього технологічного обладнання

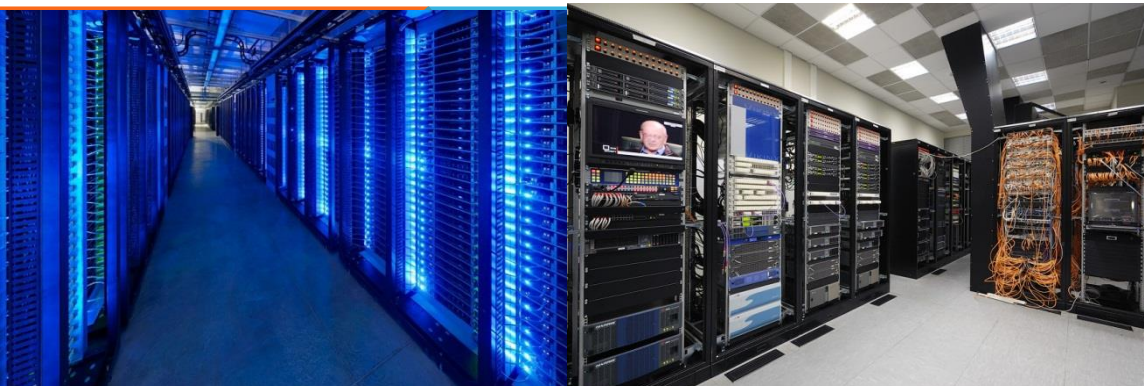
Транспортною машиною – називається машина, яка призначена для переміщення вантажів, інструментів, людей та інших об'єктів у просторі з потрібною швидкістю.



Кібернетичною машиною – називається машина, яка замінює або імітує різні механічні, фізіологічні або біологічні процеси, що притаманні людині і живій природі, та яка має елементи штучного інтелекту.



Інформаційною машиною – називається машина, яка призначена для одержання та перетворення інформації.



3. ВИЗНАЧЕННЯ «МЕХАНІЗМ», «КІНЕМАТИЧНИЙ ЛАНЦЮГ» ЙОГО СТРУКТУРА ТА КЛАСИФІКАЦІЯ

Механізми-основа кожної машини.

Механізм - спеціально створена система твердих тіл, що рухомо з'єднані і які рухаються певним, потрібним чином відносно одного з них, яке прийняте за нерухоме та призначена для перетворення руху одного чи кількох тіл у потрібні рухи інших тіл. Поділяють на важільні, зубчасті, кулачкові.

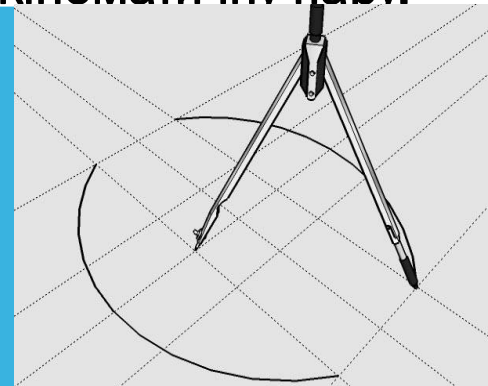
Структура механізму - це його будова.

Структурна схема – графічне зображення механізму, за допомогою умовних позначень: ланок і кінематичних пар.

Ланка – деталь або сукупність деталей, які жорстко з'єднані між собою та рухаються, як одне ціле.

Кінематична пара – рухоме з'єднання двох ланок, що дотикаються.

Елементи кінематичної пари – точки, лінії, поверхні ланки, якими вона стикається (з'єднується) з іншою ланкою утворюючи кінематичну пару.



Класифікація ланок

В ТММ ланки класифікують залежно від характеру їхнього відносного руху:

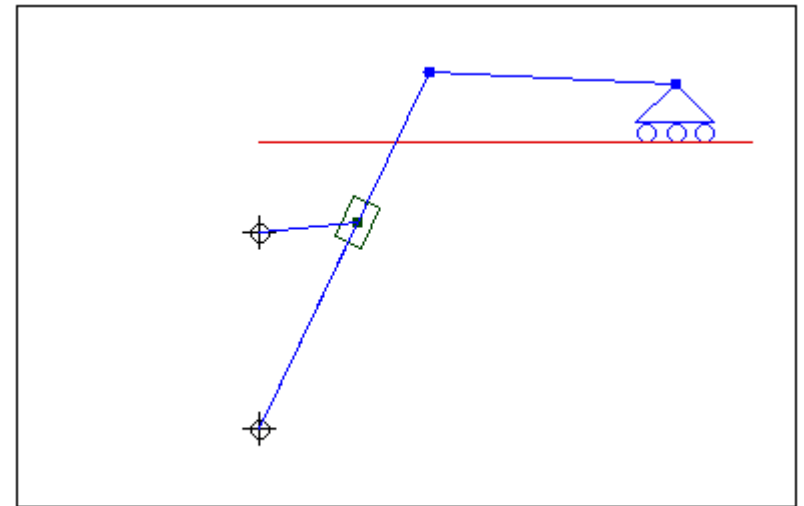
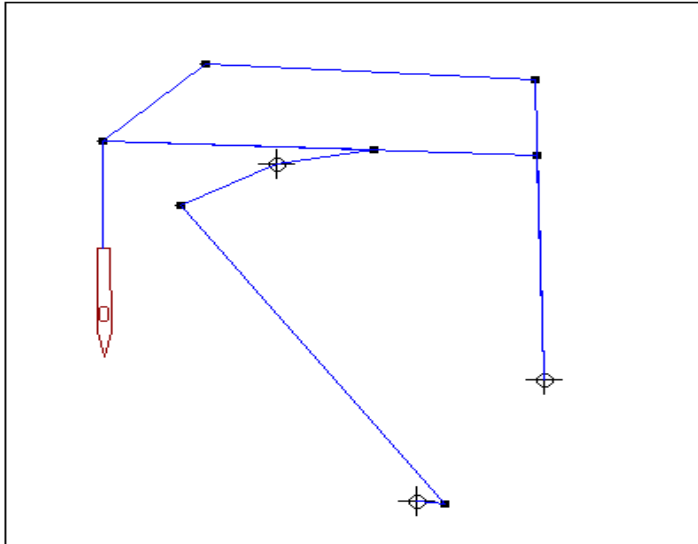
кривошип - ланка механізму, яка здійснює повний оберт навколо нерухомої осі;

коромисло - ланка, яка здійснює коливальний рух;

повзун - ланка, що здійснює поступальний прямолінійний рух;

шатун - ланка важільного механізму, що здійснює плоскопаралельний рух;

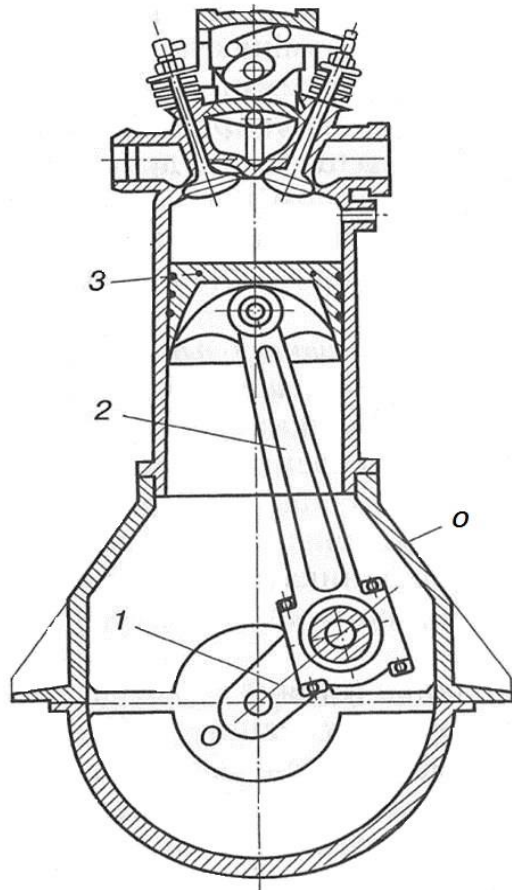
куліса - рухома ланка, яка є напрямною повзуна.



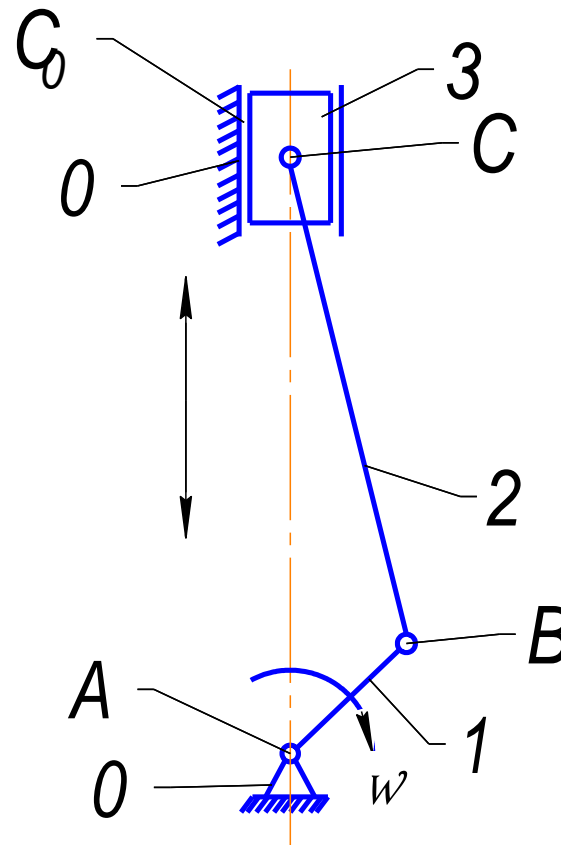
$f(x, t)$



Двигун внутрішнього згоряння



Конструктивна схема



Структурна схема

Рухомі ланки

1-кривошип

2-шатун

3-повзун

Нерухома ланка

0-стояк

Кінематичні пари

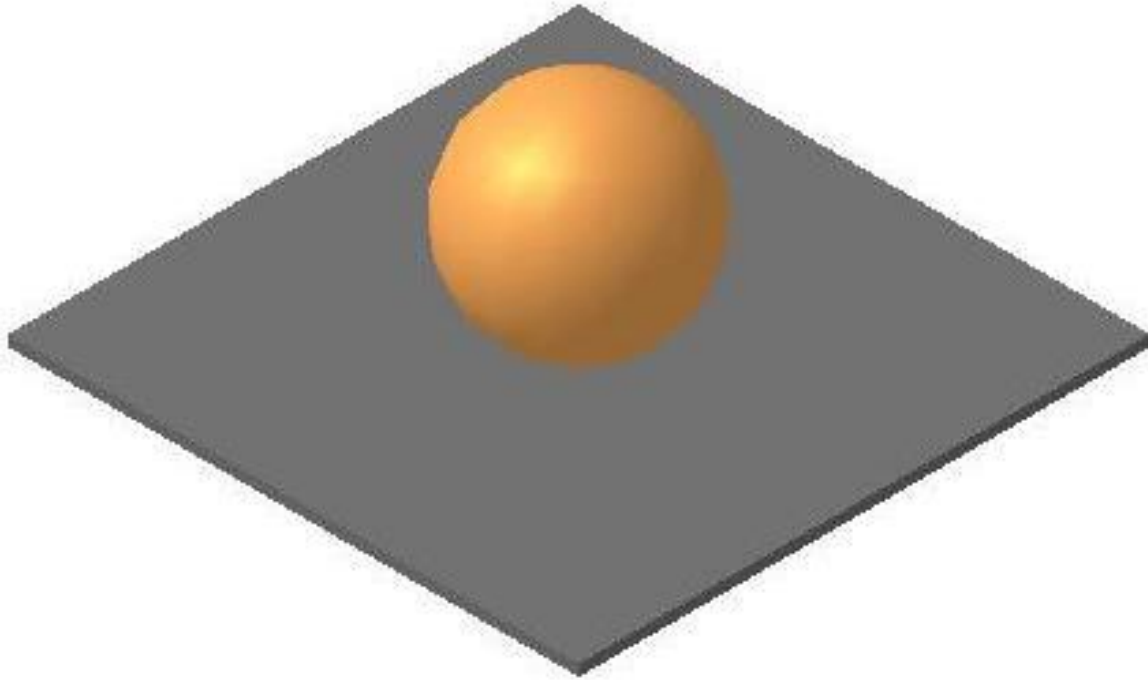
A(0-1), обертовий рух

B(1-2), обертовий рух

C(2-3), обертовий рух

C₀(3-0), поступальний рух

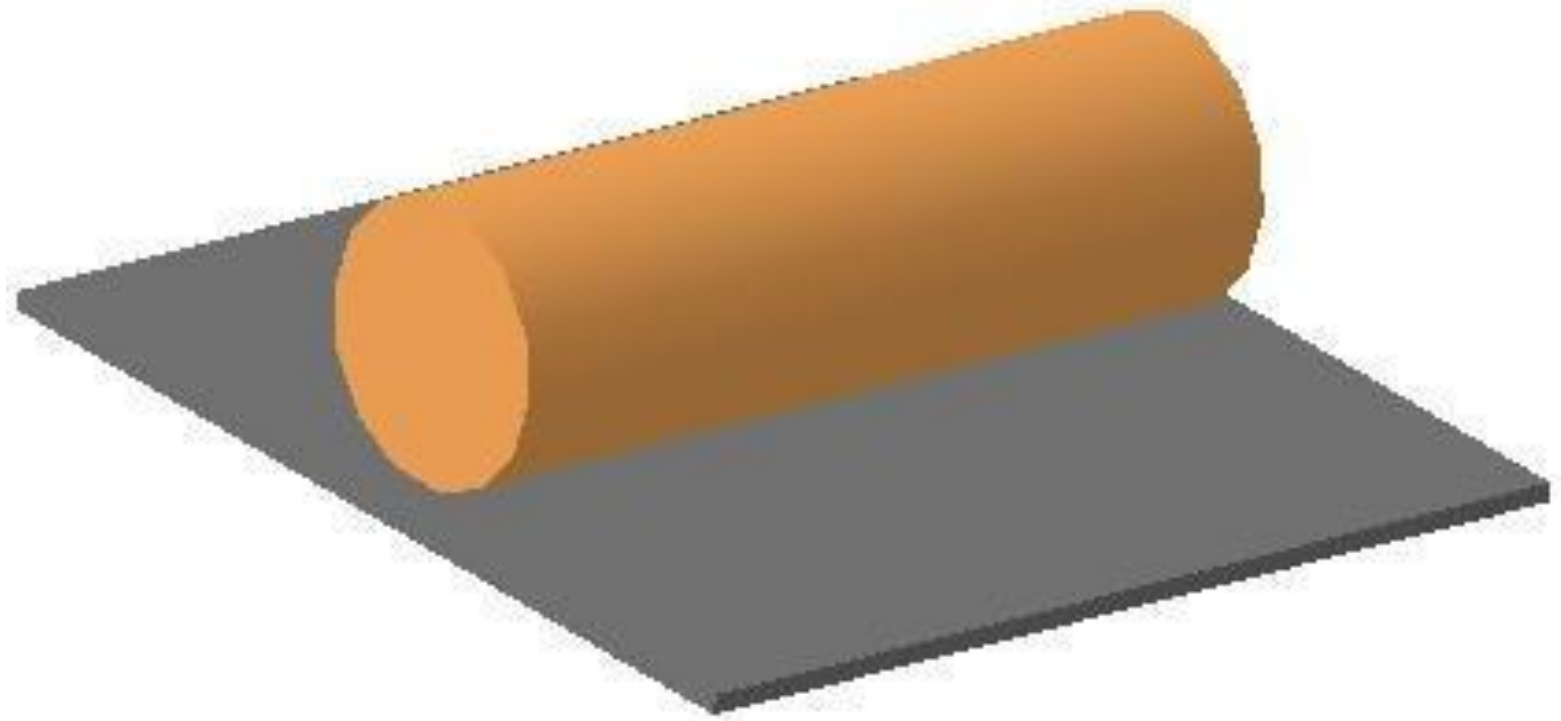
Класифікація кінематичних пар за кількістю відносних рухів



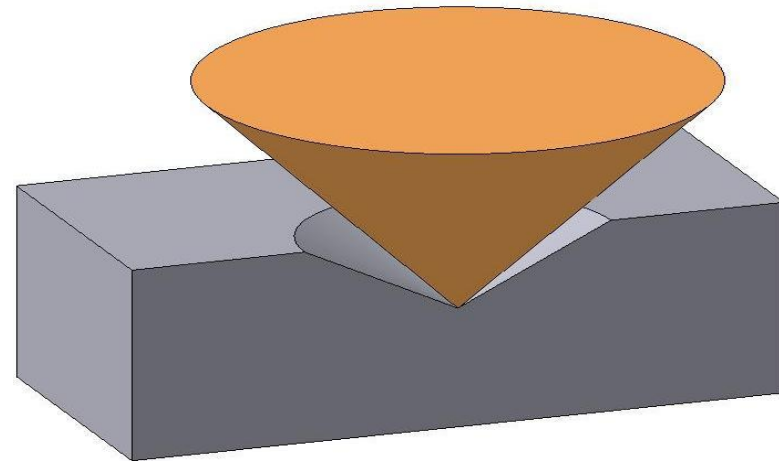
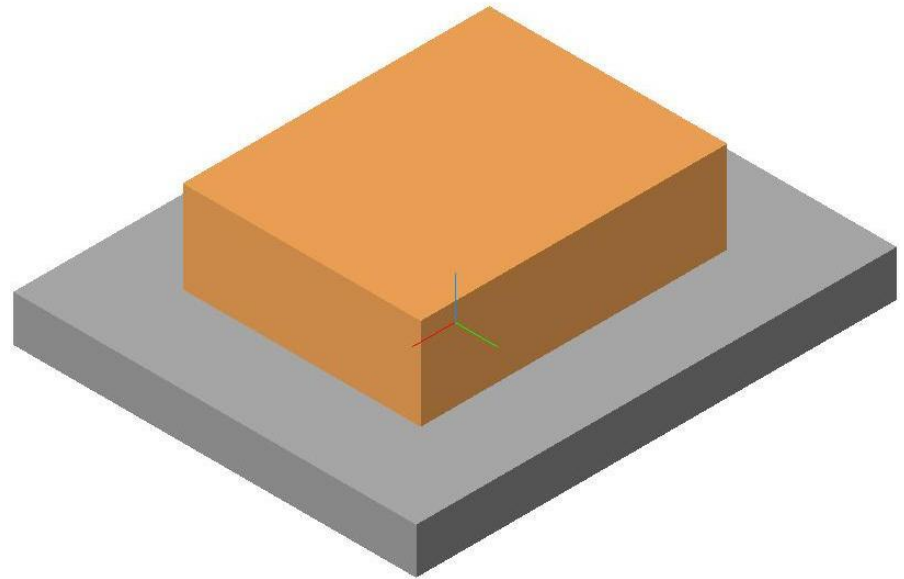
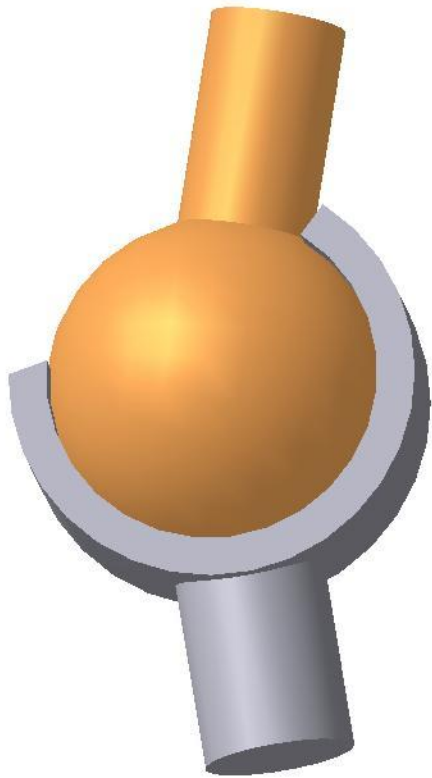
$$P = 6 - S,$$

S – кількість відносних рухів

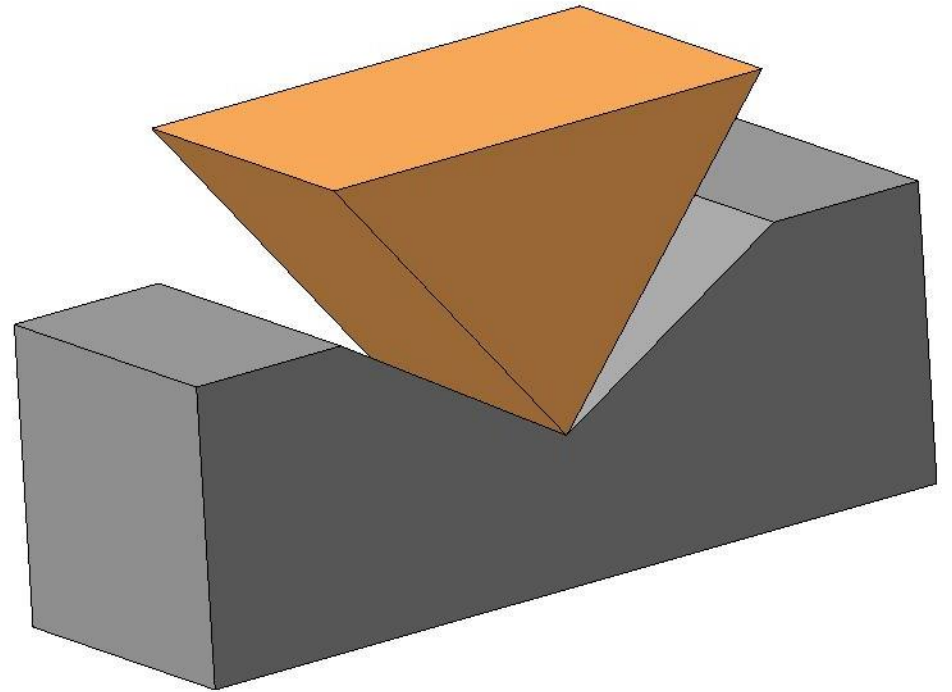
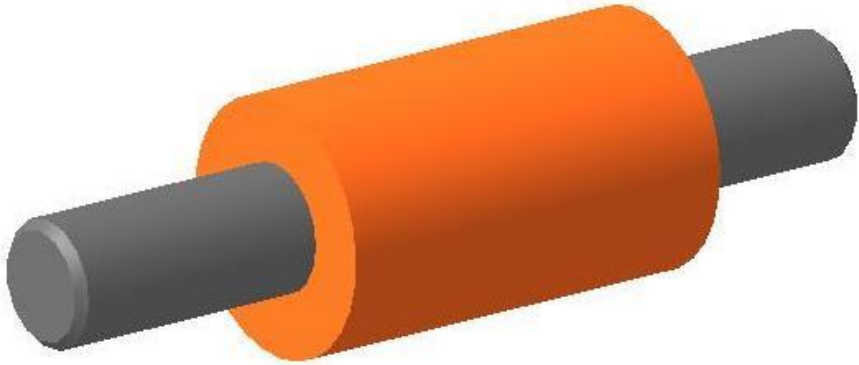
I КЛАС



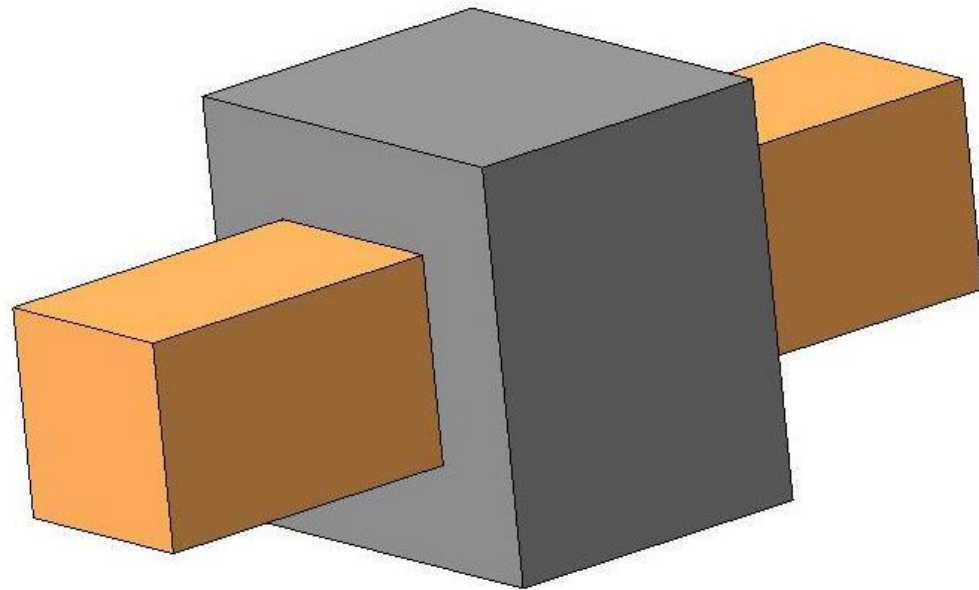
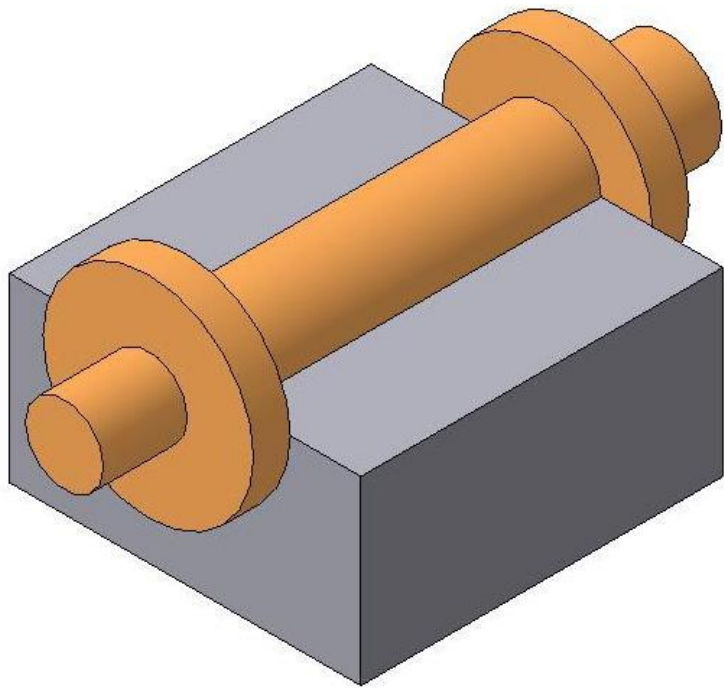
II клас



III клас



IV КЛАС



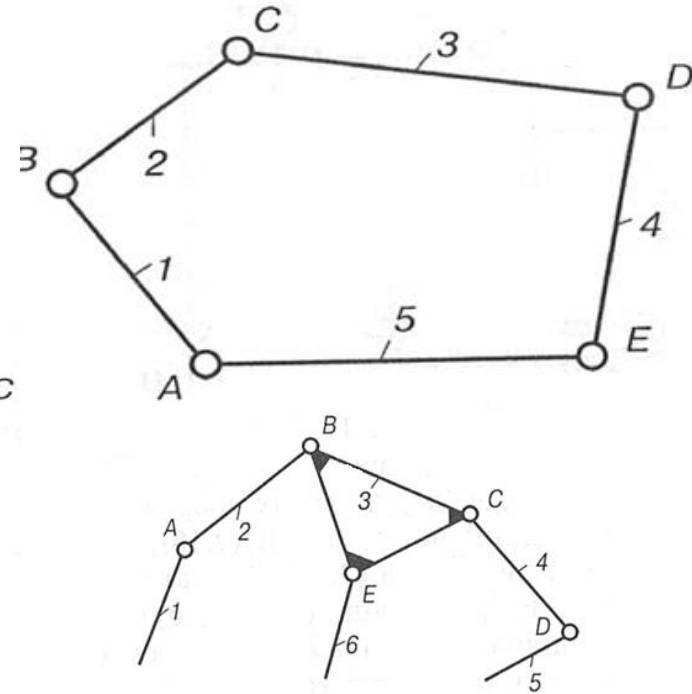
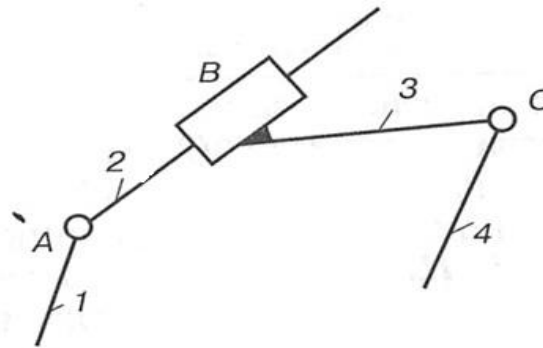
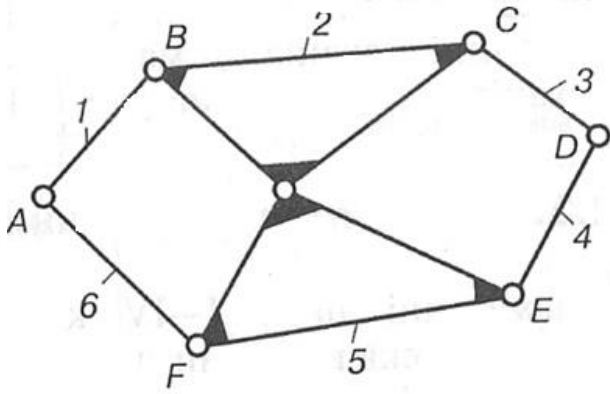
V KΛAC

Кінематичні ланцюги

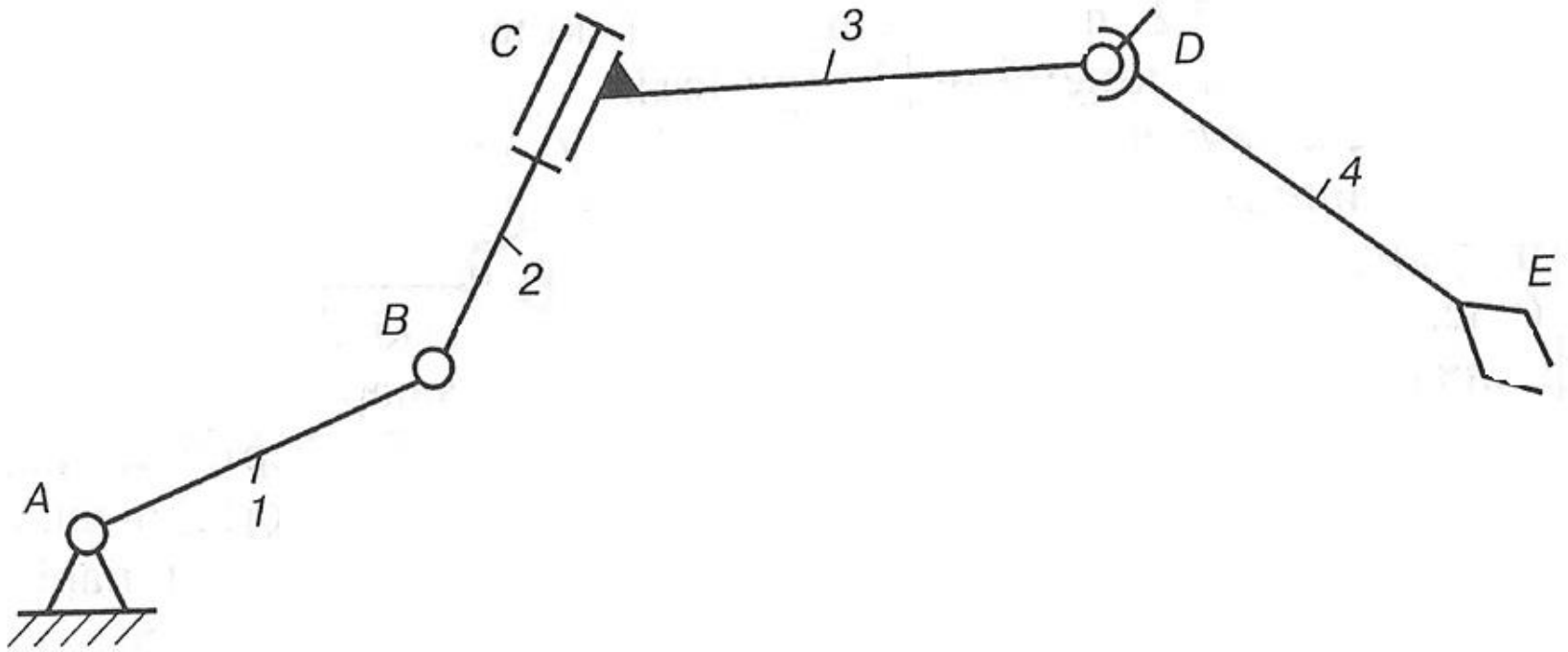
Кінематичним ланцюгом – називають сукупність ланок, з'єднаних між собою кінематичними парами.

Класифікація кінематичних ланцюгів:

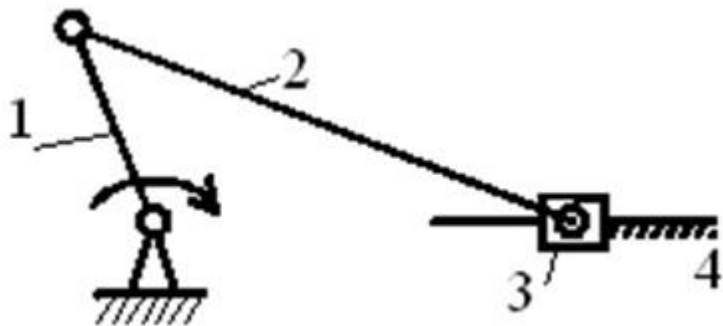
- Прості і складні;
- Замкнені і незамкнені;
- Плоскі і просторові.



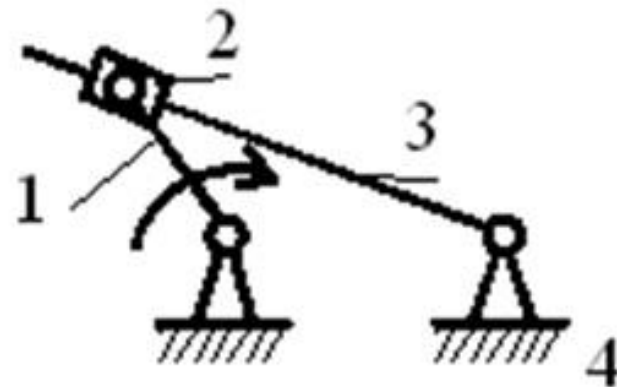
Структурна схема маніпулятора



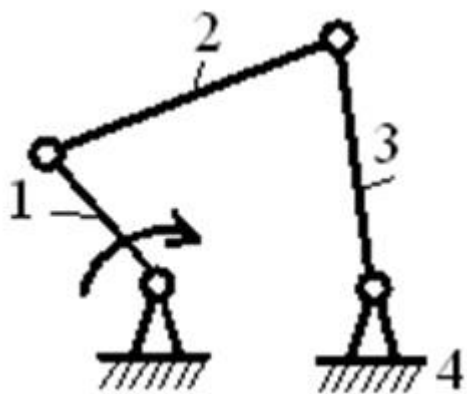
Основні види важільних механізмів та їх структурні схеми



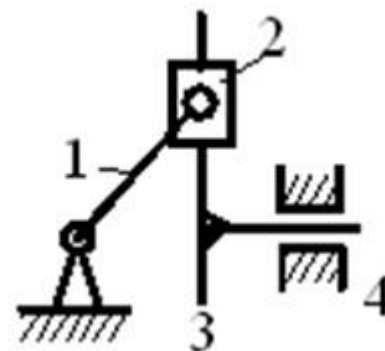
а) кривошипно-повзунний



б) кулісний



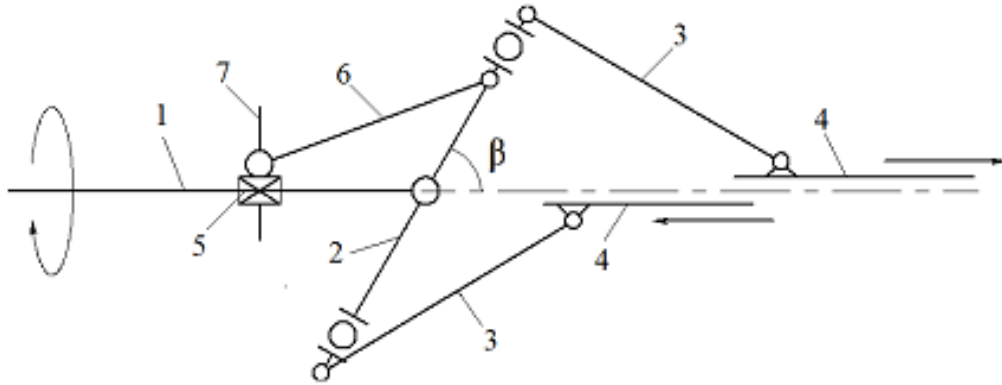
в) чотирьох-шарнірний



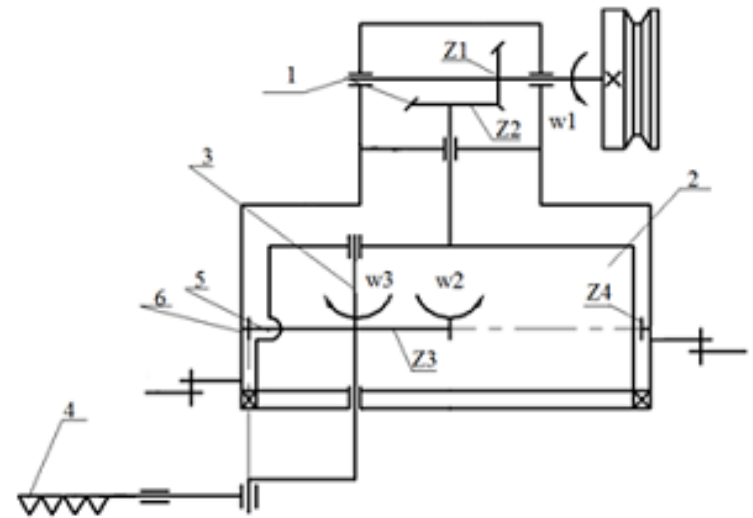
г) синусний



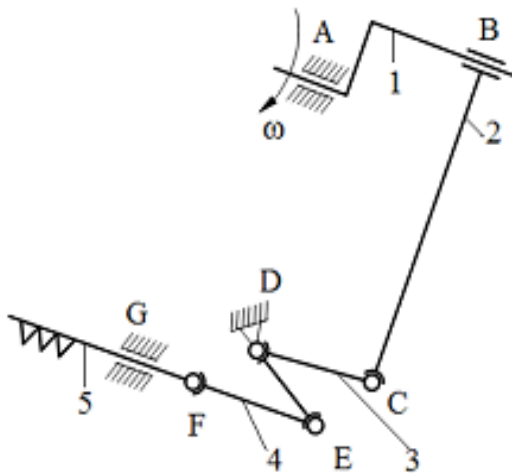
Механізми ріжучих апаратів зернозбиральних комбайнів Vector 410, 420; Acros 530, 540, 560; Torum 740; Єнісей; Нива;



1 – ведучий вал ; 2 – шайбовий механізм; 3 – шатун; 4 – ножі; 5 – втулка; 6 – напрямна; 7 – важіль.



1 ведучий вал; 2 – водило Н; 3 – вал сателіта; 4 – ніж; 5 – сателіт; 6 – нерухоме зубчасте колесо з внутрішніми зубами.



1 – кривошип; 2, 4 – шатун; 3 – коромисло; 5 – ніж. (Єнісей, Нива)



4. ОСНОВНІ ВИДИ ПЛОСКИХ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ ТА ЇХ СТРУКТУРНІ СХЕМИ

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

Кривошипно-повзунний механізм - один із найпоширеніших, застосовується в поршневих машинах (двигунах внутрішнього згоряння, компресорах, помпах), у кувальних машинах та пресах, лісопильних рамах, приладах та ін.

Шарнірний чотириланковий (ланки з'єднані лише обертовими парами) служить для перетворення одного виду обертового руху в інший.

Кулісний механізм призначений для перетворення одного виду неперервного обертового руху ланки кривошипа в інший.

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

У **фрикційному** механізмі передача обертового руху здійснюється за допомогою сил тертя.

5. ПРИНЦИП СТВОРЕННЯ МЕХАНІЗМІВ. ГРУПА АССУРА

Будь-який механізм може бути створений шляхом послідовного приєднання до однієї (чи декількох) початкових ланок та стояка кінематичних ланцюгів з нульовим ступенем вільності(груп Ассура).

Групою Ассура - називається кінематичний ланцюг з нульовим ступенем вільності, приєднання якого до механізму не змінює його ступеня вільності.

Ступінь вільності визначається:

- для плоского механізму за формулою Чебишева:

$$W=3n-2P_5 - P_4$$

- для просторового механізму за формулою Сомова-Малишева:

$$W= 6n-5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1$$

де n – кількість рухомих ланок;

P_i – кількість кінематичних пар i -го класу

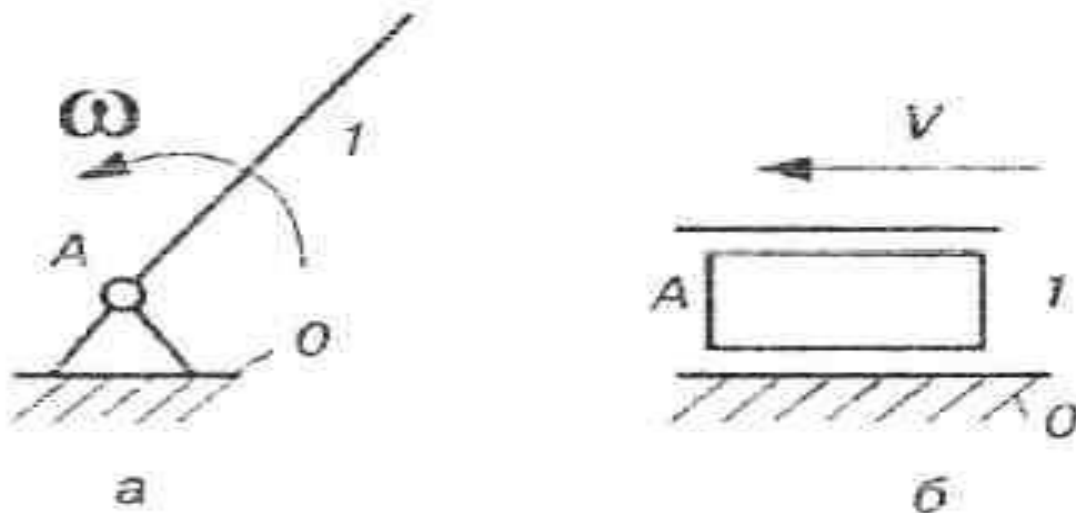
Механізм I-го класу

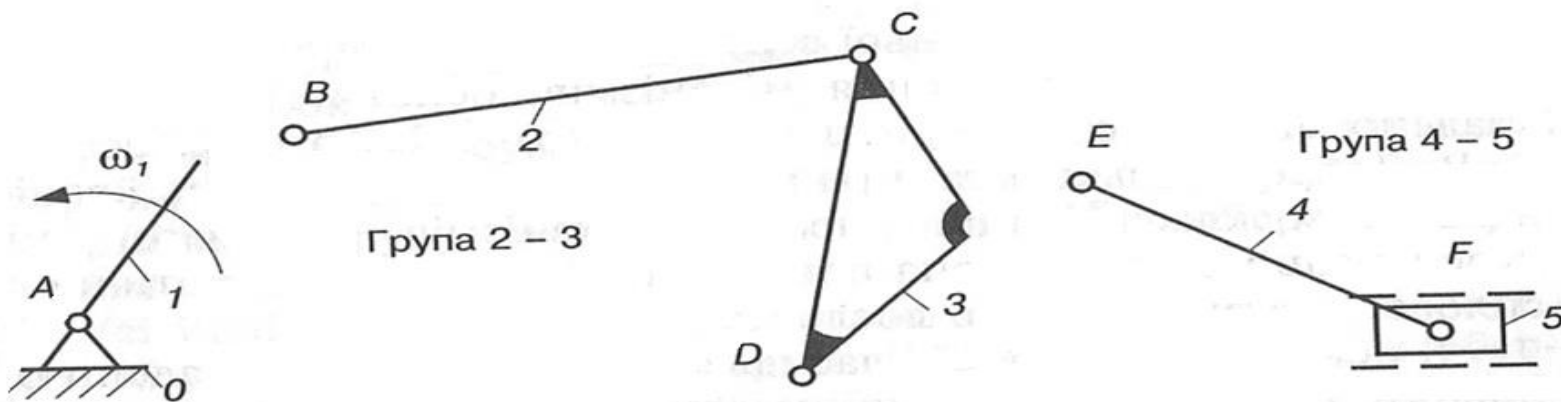
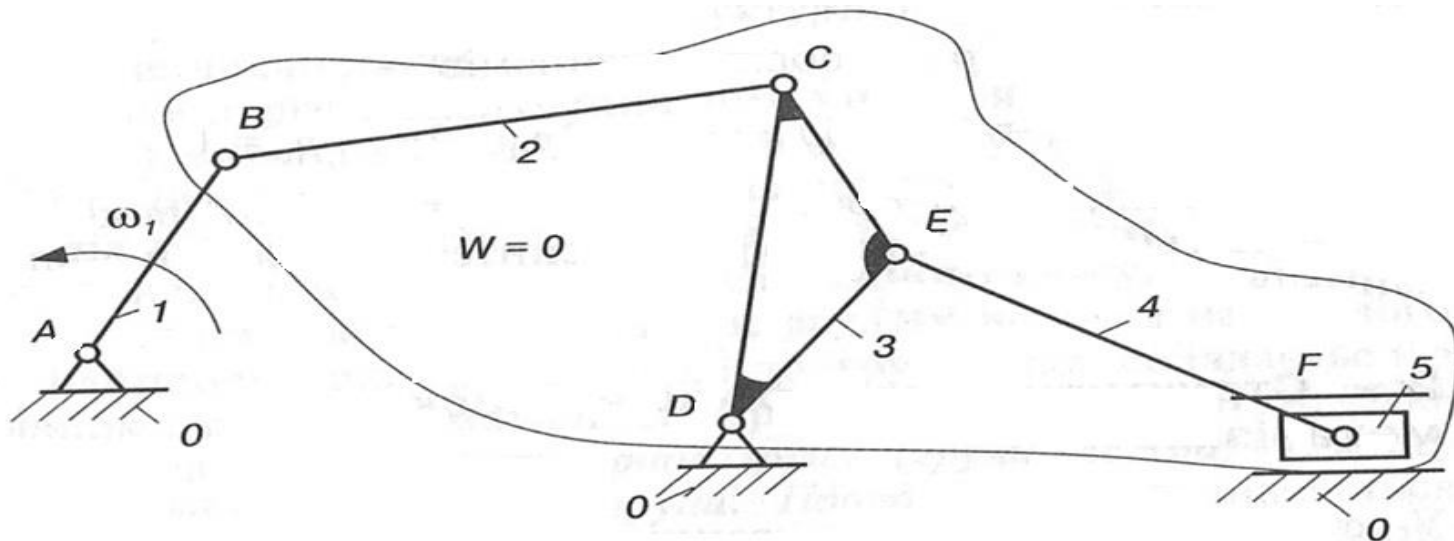
Сукупність стояка та початкової ланки, що утворюють кінематичну пару V класу, умовно називають **механізмом I класу** (найпростішим, початковим механізмом);

Число механізмів I класу дорівнює числу ступенів вільності механізму(W).

Механізми I класу, що мають обертову пару, досить поширені в техніці. Це механізми таких машин як електродвигуни, генератори, турбіни, вентилятори, відцентрові помпи і т.ін.

Механізми I класу, що мають поступальну пару – двигуни внутрішнього згорання.





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

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра загальнотехнічних дисциплін та охорони праці



ТЕМА: «КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ»

Лектор : к.т.н. доцент Солона Олена Василівна

МЕТА: «Ознайомитись з способами кінематичного аналізу важільного механізму методом планів швидкостей і прискорень, методом кінематичних діаграм та аналітичним методом»

ПЛАН ЛЕКЦІЇ:

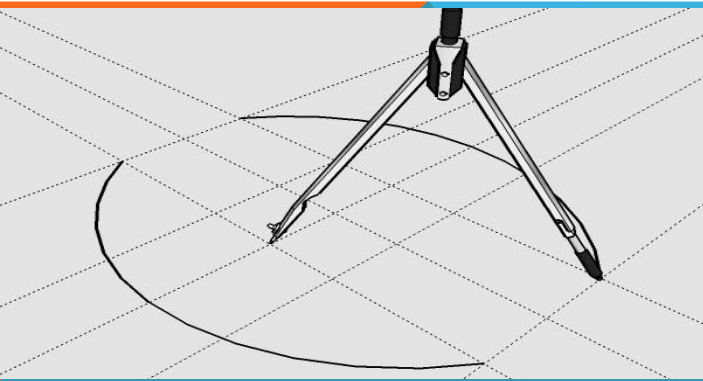
- 1. ЗАДАЧІ ТА МЕТОДИ КІНЕМАТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ.**
- 2. ПЛАН МЕХАНІЗМУ**
- 3. ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ МЕХАНІЗМУ МЕТОДОМ КІНЕМАТИЧНИХ ДІАГРАМ**
- 4. ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ МЕХАНІЗМУ МЕТОДОМ ПЛАНІВ ШВИДКОСТЕЙ І ПРИСКОРЕНЬ**
- 5. ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ МЕХАНІЗМУ АНАЛІТИЧНИМ МЕТОДОМ**

ЛАБОРАТОРНІ РОБОТИ:

№2 Тема: «Кінематичне дослідження важільних механізмів»

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ:

- 1. 1-й лист (Кінематичне дослідження механізму)**
- 2. 1-й розділ пояснювальної записки**

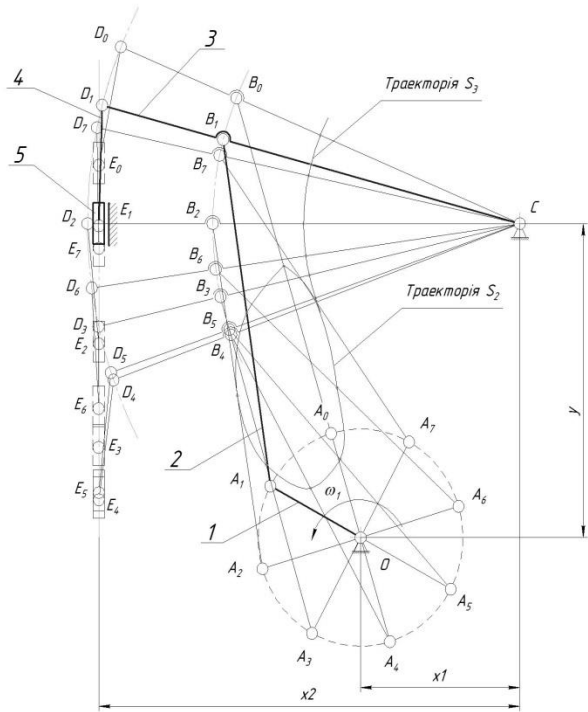


СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ:

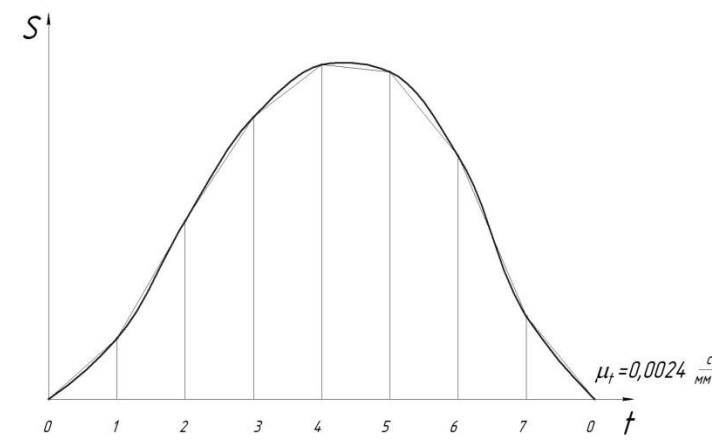
1. Артоблевський І.І. Теорія механізмів и машин.-М.:Наука, 1988. – 640с
2. Солоня О.В., Вірник М.М. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування. Навчальний посібник – Вінниця: ПП Балюк І.Б.2012.- 224.
3. Теорія механізмів і машин. Лабораторний практикум: Навчальний посібник / Солоня О.В., Любин В.С. Рекомендовано Вченою радою Вінницького національного аграрного університету, протокол № 3 від 08.11.2013 р. – Вінниця: ВНАУ, 2014. – 140 с.



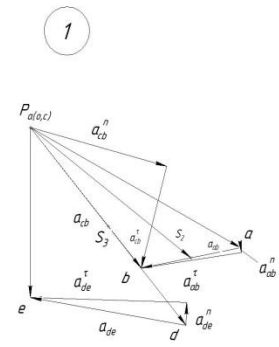
План положень механізму $\mu_l = 0,002 \frac{M}{MM}$



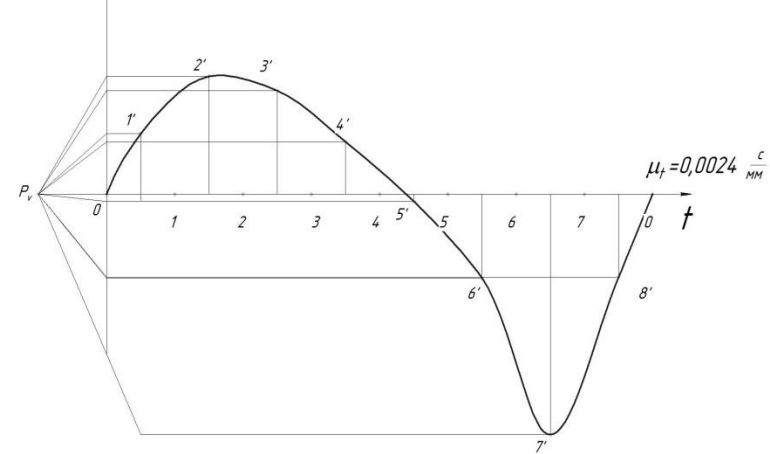
Діаграма переміщень т.Е $\mu_s = 0,001 \frac{M}{MM}$



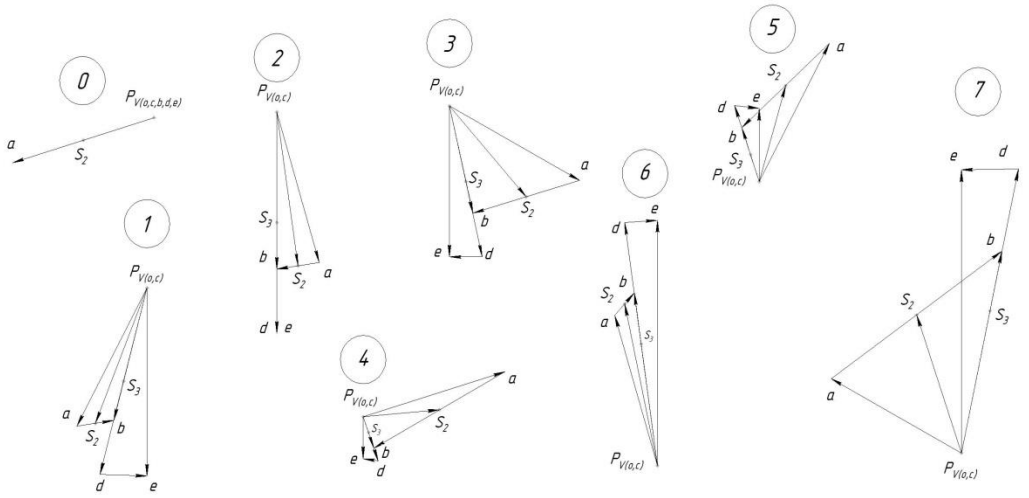
План прискорень $\mu_a = 0,1 \frac{M}{c^2 \cdot MM}$



Діаграма швидкості т.Е $\mu_v = 0,014 \frac{M}{c \cdot MM}$



Плани швидкостей $\mu_v = 0,02 \frac{M}{c \cdot MM}$



Дат. викон.	№ докум.	Лист	Колір	Кінематичне дослідження важільного механізму	Лист	Масштаб	1:1
Розроб.	Листр.	Лист	Листр.	Лист	Листр.	Лист	Листр.
Начерт.	Уніт.						

Копія: Формат А1

1. ЗАДАЧІ ТА МЕТОДИ КІНЕМАТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ.

Задачі кінематичного дослідження:

- визначення положень, переміщень ланок механізму і траєкторій окремих точок ланок;
- визначення швидкостей характерних точок і кутових швидкостей ланок;
- визначення прискорень характерних точок та кутових прискорень ланок.

Кінематичне дослідження полягає у визначенні названих кінематичних характеристик за **заданим законом руху початкової (вхідної) ланки** та **кінематичною схемою**.

Кінематична схема – графічне зображення механізму, у певному масштабі, за допомогою умовних позначень: ланок і кінематичних пар.

Кінематичне дослідження механізмів виконують графічними, графоаналітичними, аналітичними (використанням сучасних систем комп'ютерної математики: Mathcad, Mathematica, Maple, MATLAB та інших). і експериментальними методами

2. ПЛАН МЕХАНІЗМУ

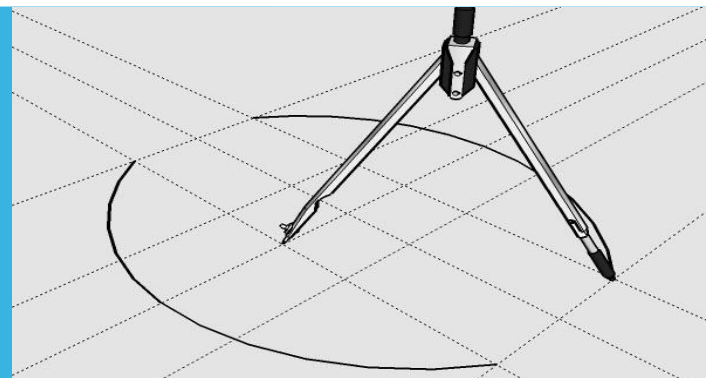
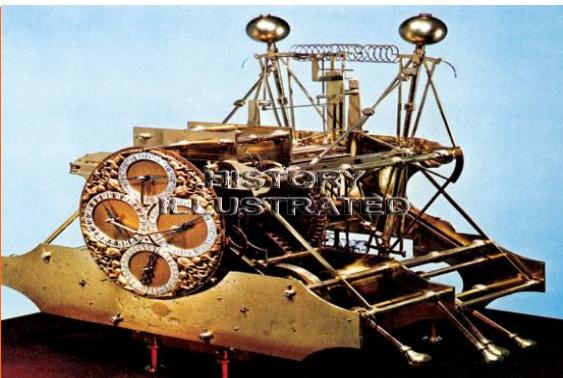
Планом механізму називається зображення кінематичної схеми механізму у вибраному масштабі(з допомогою масштабного коефіцієнта) при відповідному положенні початкової ланки.

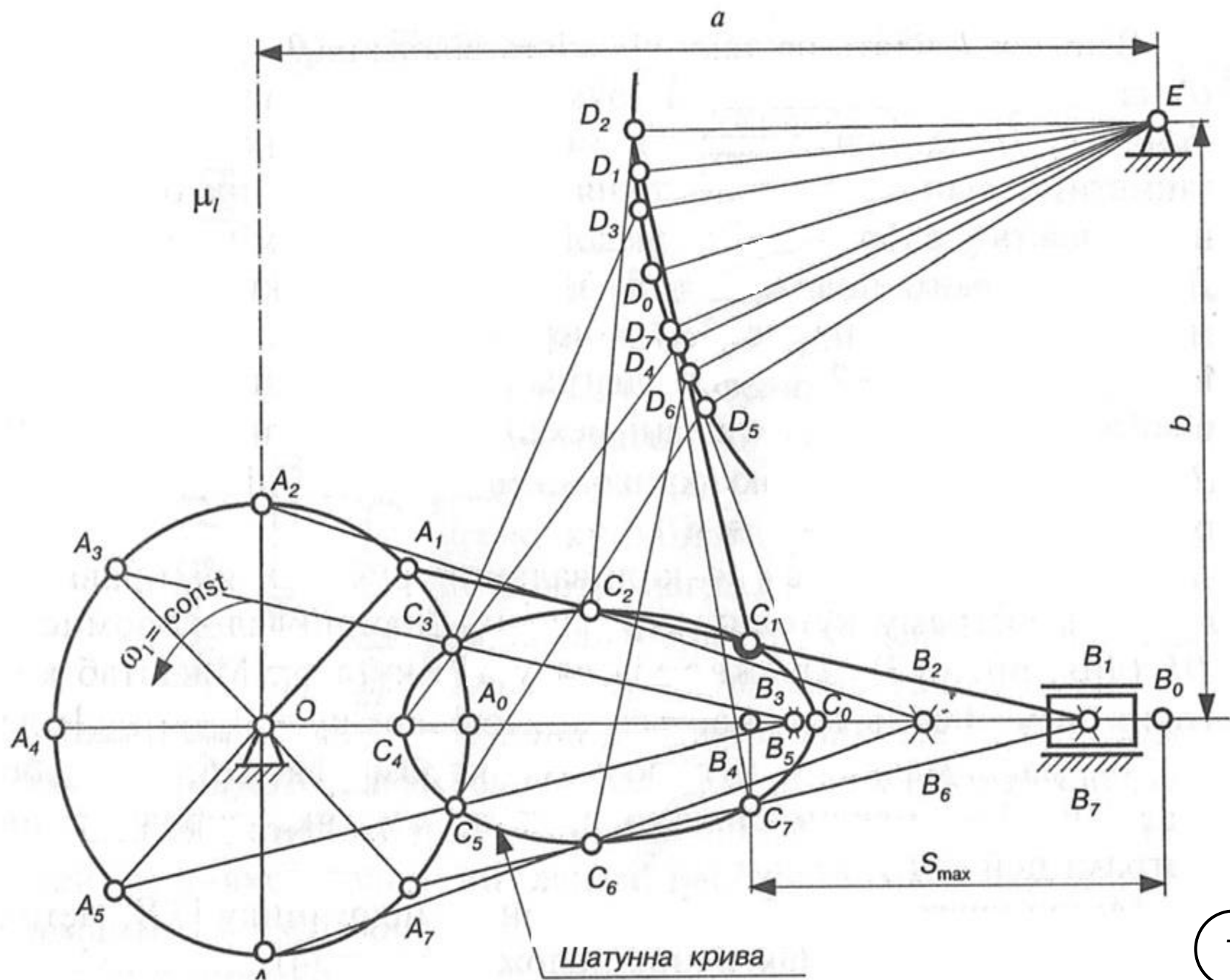
Масштабний коефіцієнт - це відношення дійсного значення зображуваної величини до довжини відрізка, який цю величину зображує на кресленні.

При виборі масштабу рекомендують дотримуватися стандартних креслярських масштабів, а також міркувань зручності підрахунків та наочності зображення.

Наприклад: L кривошипа OA становить $0,3$ м, а на кресленні ми його зображаємо у вигляді відрізка 100 мм. Отже, $\mu_1 = 0,3 \text{ м} / 100 \text{ мм} = 0,003 \text{ м/мм}$. Тоді відповідно розмір шатуна AB ($L = 0,48$ м) на кресленні буде становити:

$$l[AB] = L_{AB} / \mu_1 = 0,48 / 0,003 = 160 \text{ мм}.$$





3. ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ МЕХАНІЗМУ МЕТОДОМ КІНЕМАТИЧНИХ ДІАГРАМ

Для побудови графіка переміщень визначаємо з плану положень механізму переміщення повзуна для всіх його положень відносно початкового положення. Потім для побудови графіка переміщень вибираємо масштабні коефіцієнти – μ_s і μ_t (для осі ординат і абсцис відповідно).

На осях всіх графіків час одного оберту кривошипа зображаємо відрізком L . Відрізок L ділимо на 11 частин і пронумеруємо точки ділення, позначивши початок координат номером, який відповідає одному з крайніх положень вихідної ланки (0; 1; 2;... 11).

Масштаб часу визначаємо за формулою: $\mu_t = \frac{T}{L}$

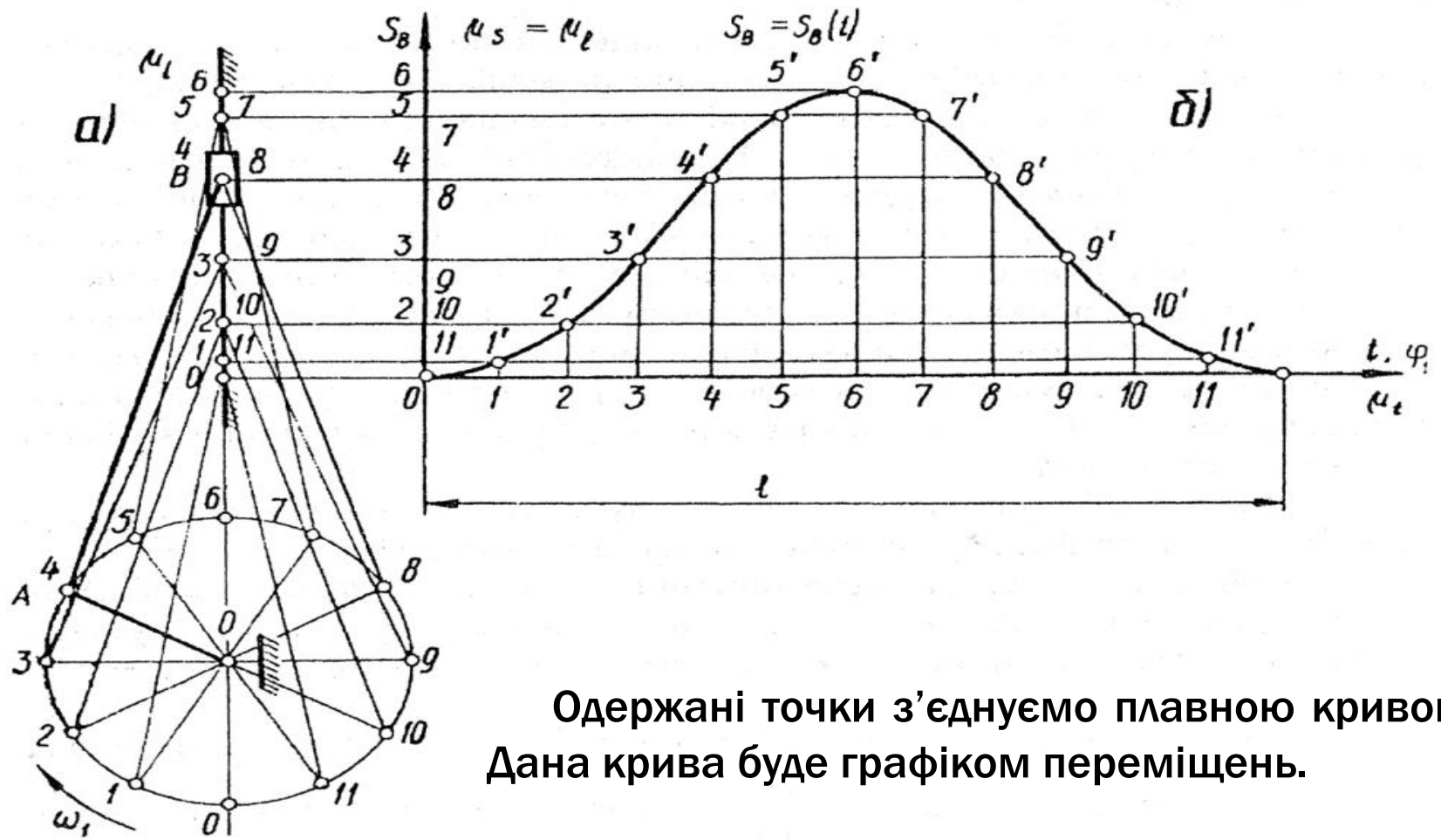
де T – період одного обороту кривошипа, с.

$$T = \frac{60}{n}$$

де n – частота обертання вхідної ланки, об/хв.,

Масштаб по осі переміщень μ_s визначаємо за формулою:

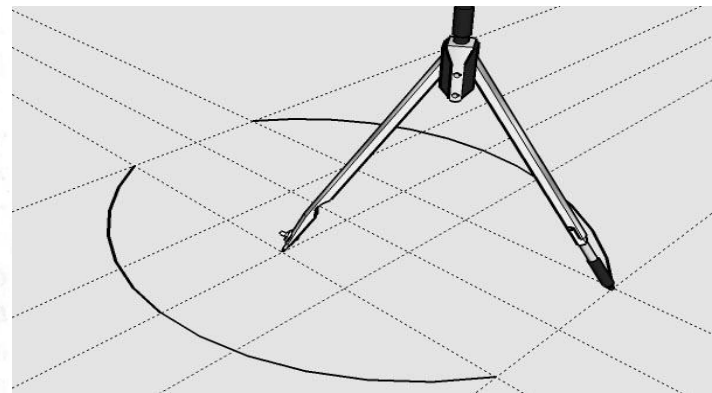
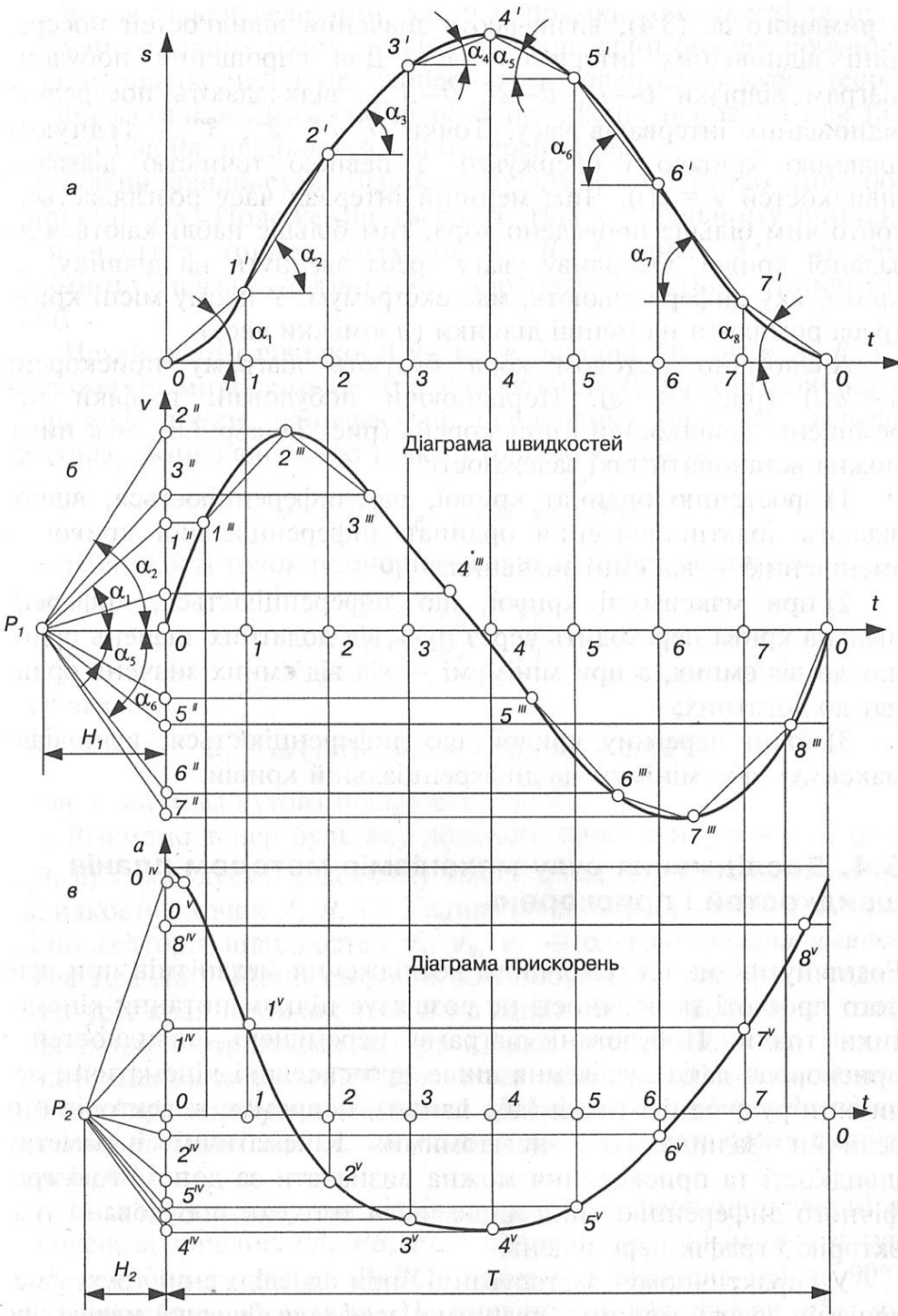
$$\mu_s = \frac{S_{\max}}{S_L},$$



Одержані точки з'єднуємо плавною кривою.
 Дана крива буде графіком переміщень.

Графіки швидкостей одержуємо послідовним графічним диференціюванням діаграми переміщень повзуна. Графічне диференціювання виконуємо методом хорд.

Щоб виконати графічне диференціювання, потрібно на продовженні осі абсцис другого графіка вибрати полюс – точку Р. З точки Р провести промені паралельні хордам кривої переміщень на ділянках 0-1; 1-2; 2-3; і.т.д. Ці промені відтинають відрізки паралельні осі ординат. Із середніх ординат відповідних ділянок проводять промені, які пропорційні середній швидкості на відповідних ділянках діаграми. З'єднавши ряд одержаних точок плавною кривою отримаємо діаграму швидкості.



4. ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ МЕХАНІЗМУ МЕТОДОМ ПЛАНІВ ШВИДКОСТЕЙ І ПРИСКОРЕНЬ

Планом швидкостей будь-якого тіла (ланки) є геометричне місце кінців векторів швидкостей крайніх точок тіла, відкладених з однієї довільної точки, що називається полюсом плану швидкостей.

Побудова плану швидкостей механізму

Розглянемо побудову планів швидкостей і прискорень на прикладі кривошипно-повзунного механізму:

1. Визначаємо швидкість точки А кривошипа ОА:

$$V_a = \omega_1 \cdot L_{OA}, \text{ м/с,}$$

де ω_1 – кутова швидкість кривошипа, рад/с.

2. Із довільної точки (полюса плану швидкостей P_v) відкладаємо відрізок $P_v a$, який зображує швидкість т.А, дотримуючись умови, що вектор цієї швидкості направлений в напрямку обертання та перпендикулярно кривошипу. Довжину відрізка рекомендовано приймати **не менше 60 мм**.



3. Обчислюємо масштабний коефіцієнт побудови плану швидкостей:

$$\mu_v = \frac{v_a}{[P_v a]}, \frac{\text{М/с}}{\text{мм}}$$

4. Для визначення швидкості точки В запишемо систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{AB} \\ \vec{V}_B = \vec{V}_0 + \vec{V}_{0B} \end{cases}$$

5. На плані швидкостей через точку a проводимо пряму перпендикулярну шатуну АВ в заданому положенні, а з полюса P_v - пряму паралельну осі х-х. На їх перетині отримуємо точку b .

6. Обчислюємо швидкості:

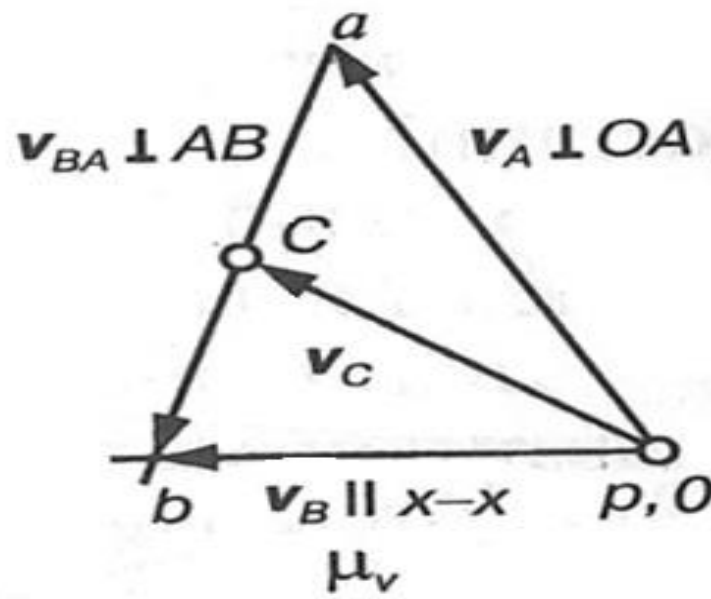
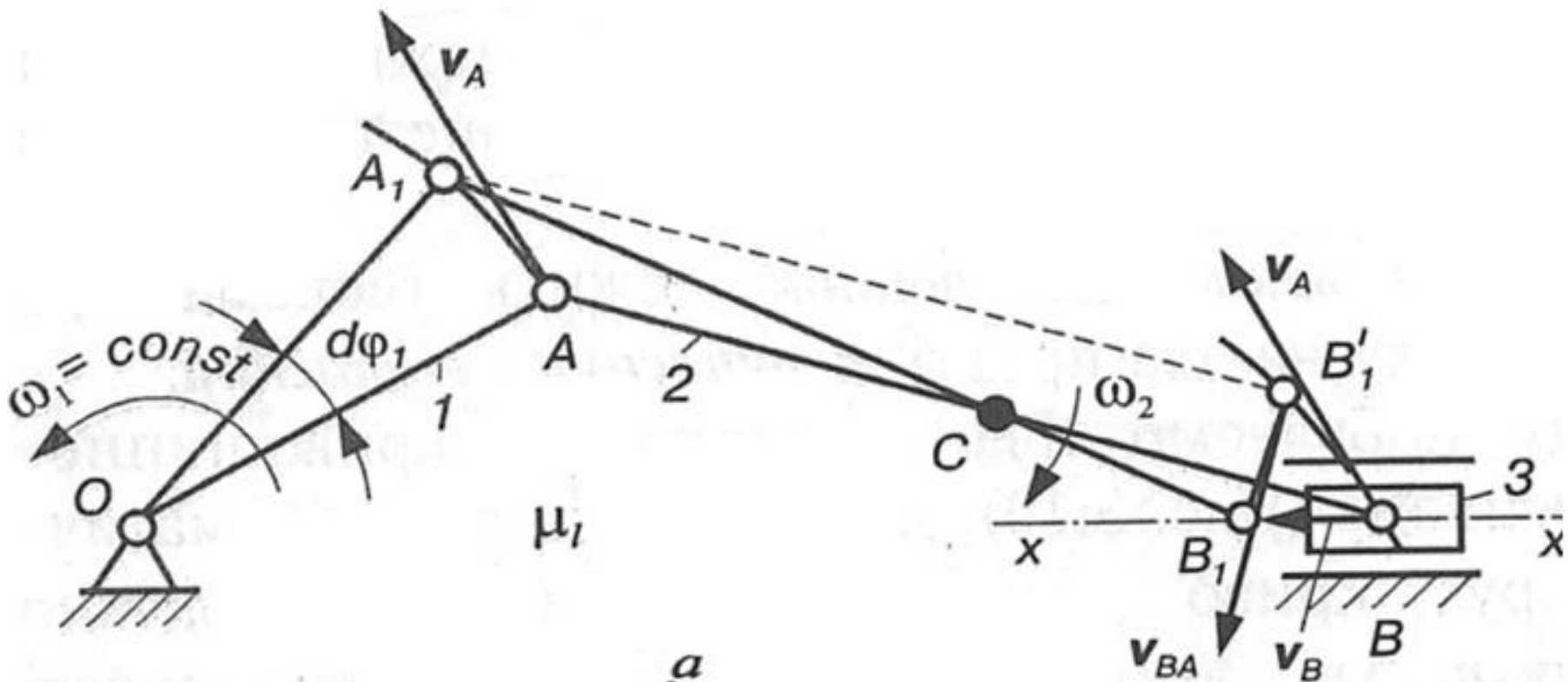
$$v_B = [P_v b] \cdot \mu_v \text{ М/с};$$

$$v_{AB} = [ab] \cdot \mu_v \text{ М/с};$$

$$\omega_{AB} = \frac{v_{AB}}{l_{AB}} \text{ с}^{-1}.$$



Напрямок кутової швидкості співпадає з вектором швидкості ланки, перенесеним в середню точку структурної групи і повернутим навколо миттєвого центру обертання.



Планом прискорень будь-якого твердого тіла (ланки) називають геометричне місце кінців векторів прискорень крайніх його точок, відкладених з однієї довільної точки, що називають полюсом плану прискорень.

Побудова плану швидкостей механізму

1. Визначаємо прискорення точки А кривошипа ОА:

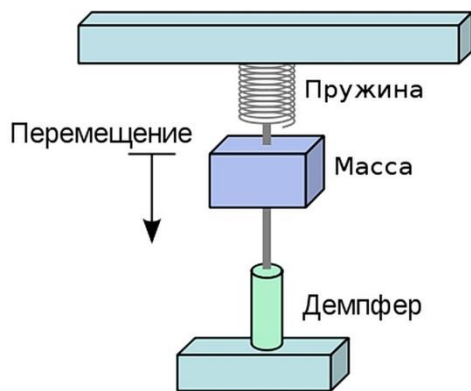
$$a_a = (\omega_1)^2 \cdot L_{OA}, \text{ м/с}^2,$$

де ω_1 – кутова швидкість кривошипа, рад/с.

2. Із довільної точки (полюса плану прискорень P_a) відкладаємо відрізок $P_a a$, який зображує прискорення т.А, дотримуючись умови, що вектор цього прискорення направлений до центру обертання та паралельно кривошипу. Довжину відрізка рекомендовано приймати **не менше 100 мм**.

3. Обчислюємо масштабний коефіцієнт побудови плану прискорень:

$$\mu_a = \frac{a_a}{[P_a a]}, \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$$



4. Для визначення прискорення точки В запишемо систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{AB}^n + \vec{a}_{AB}^\tau \\ \vec{a}_B = \vec{a}_0 + \vec{a}_{OB} \end{cases}$$

5. Величину нормального прискорення знаходимо за формулою:

$$a_{AB}^n = \omega_{AB}^2 \cdot l_{AB}, \text{ м/с}^2$$

6. Тоді величина відрізка, що буде позначати нормальне прискорення шатуна АВ на плані прискорень:

$$n_{AB} = \frac{a_{AB}^n}{\mu_a}, \text{ мм.}$$

7. Нормальне прискорення АВ направлено до центра обертання ланки – від точки В до точки А . Через точку n проводимо пряму, перпендикулярну до шатуна АВ, а з точки P_a – пряму паралельну осі х-х. На їх перетині одержуємо точку b . Сполучаємо полюс плану прискорень P_a із точкою b .

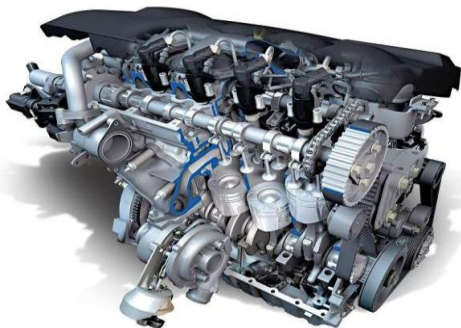
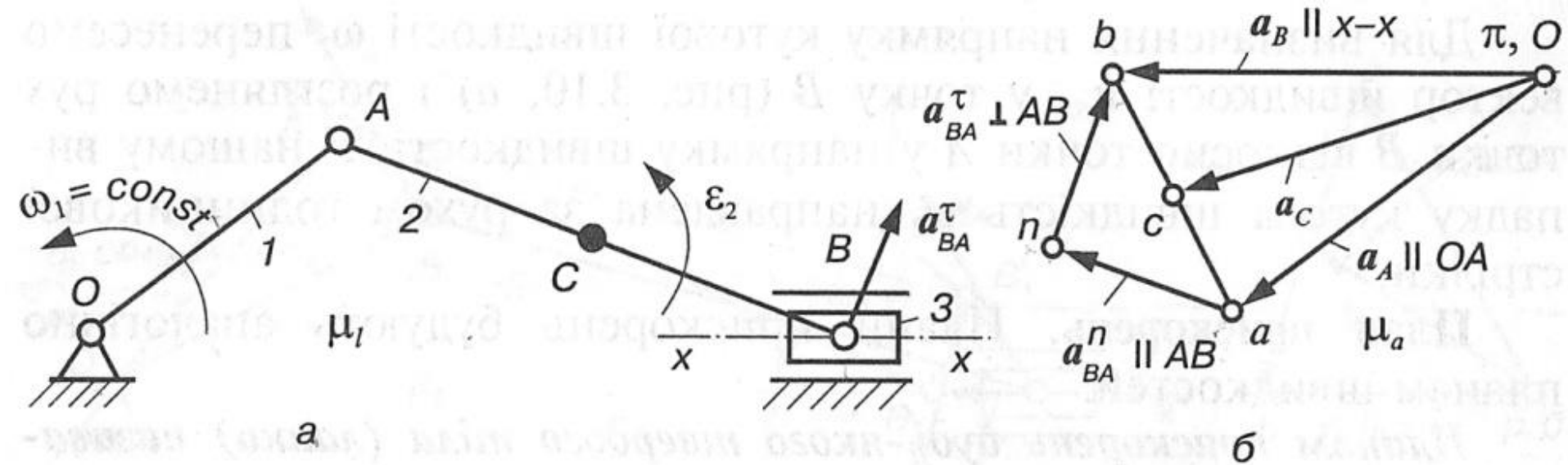


8. Обчислюємо прискорення:

$$a_B = [P_a b] \cdot \mu_a^M / c^2;$$

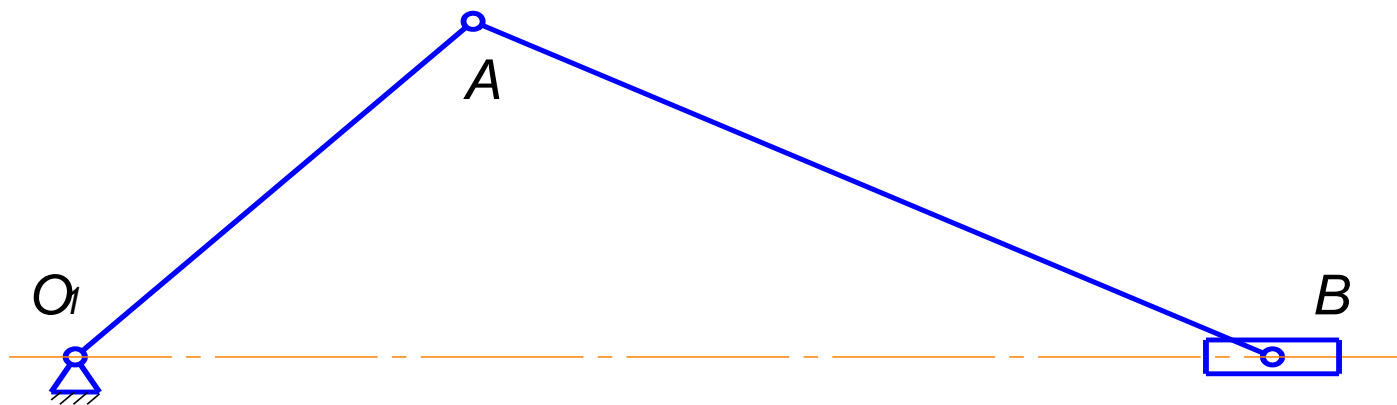
$$a^{\tau}_{AB} = [nb] \cdot \mu_a^M / c^2;$$

$$\varepsilon_{AB} = \frac{a^{\tau}_{AB}}{l_{AB}} c^{-2}.$$



5. ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ МЕХАНІЗМУ АНАЛІТИЧНИМ МЕТОДОМ

Аналітичний метод є більш складним і вимагає знання складного математичного апарату, але дає вичерпну інформацію про стан системи у будь-якому її положенні. Розглянемо дію цього методу на прикладі кривошипно-повзунного механізму в програмному середовищі MathCad.

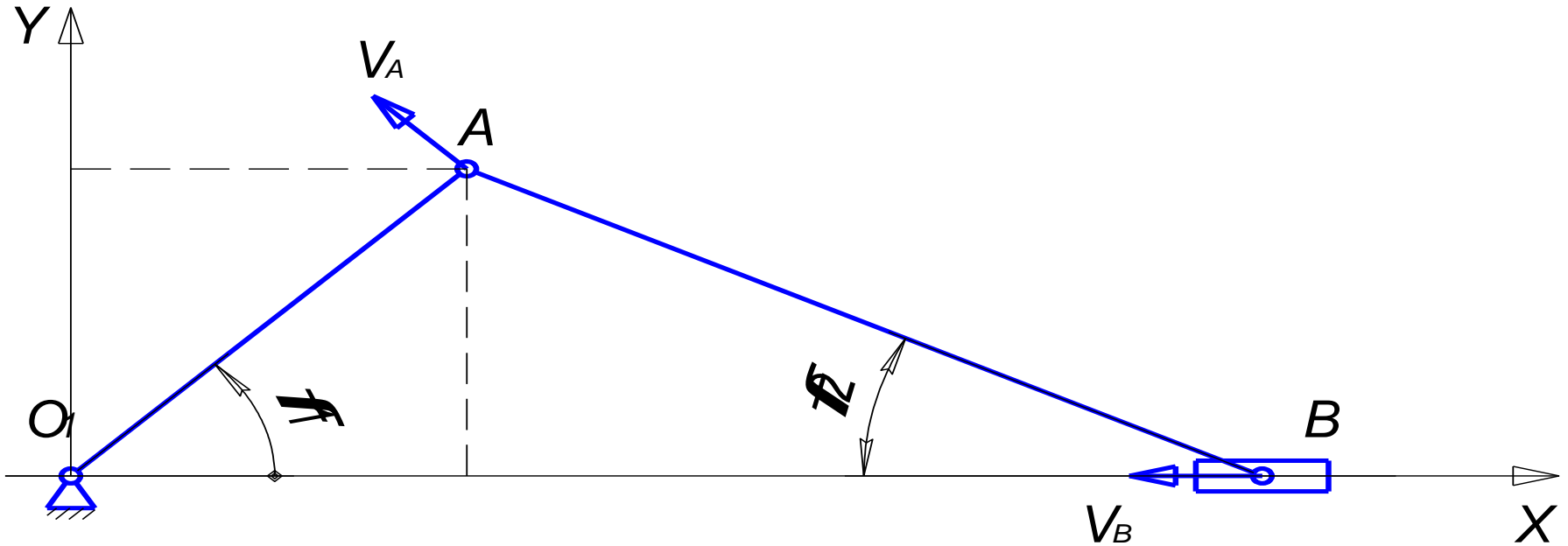


$$O1A := 1 \cdot m$$

$$AB := 4 \cdot m$$

$$w1 := 1 \cdot \frac{2 \cdot \pi \text{ rad}}{\text{sec}}$$

1. Розташуємо початок системи координат у точці O_1 , тоді розрахункова схема матиме вигляд:



2. Визначаємо положення точки A:

Розраховуємо кут φ_1 : $\varphi_1(t) := \omega_1 \cdot t$

Проекція точки A на вісь X: $X_A(t) := O_1A \cdot \cos(\varphi_1(t))$

Проекція точки A на вісь Y: $Y_A(t) := O_1A \cdot \sin(\varphi_1(t))$

3. Визначаємо положення точки B:

Розраховуємо кут φ_2 використовуючи теорему синусів:

$$\frac{AB}{\sin(\varphi_1)} = \frac{O_1A}{\sin(\varphi_2)}$$

Звідси розрахункова залежність матиме вигляд: $\phi_2(t) := \arcsin\left(\frac{O_1A \cdot \sin(\omega_1 \cdot t)}{AB}\right)$

Проекція точки В на вісь Х: $X_B(t) := X_A(t) + AB \cdot \cos(\phi_2(t))$

Проекція точки В на вісь Y дорівнює 0.

4. Розраховуємо проекції векторів швидкостей точок А та В на вісі координат.

Проекція вектора швидкості точки А на вісі Х та Y може бути розрахована за наступною залежністю:

$$V_{Ax}(t) := \frac{d}{dt} X_A(t) \quad V_{Ay}(t) := \frac{d}{dt} Y_A(t)$$

Абсолютна швидкість точки А може бути визначена за залежністю:

$$V_A(t) := \sqrt{V_{Ax}(t)^2 + V_{Ay}(t)^2}$$

Швидкість точки В може бути визначена за наступною залежністю:

$$V_B(t) := \frac{d}{dt} X_B(t)$$

5. Прискорення точки В обчислюється за наступною залежністю:

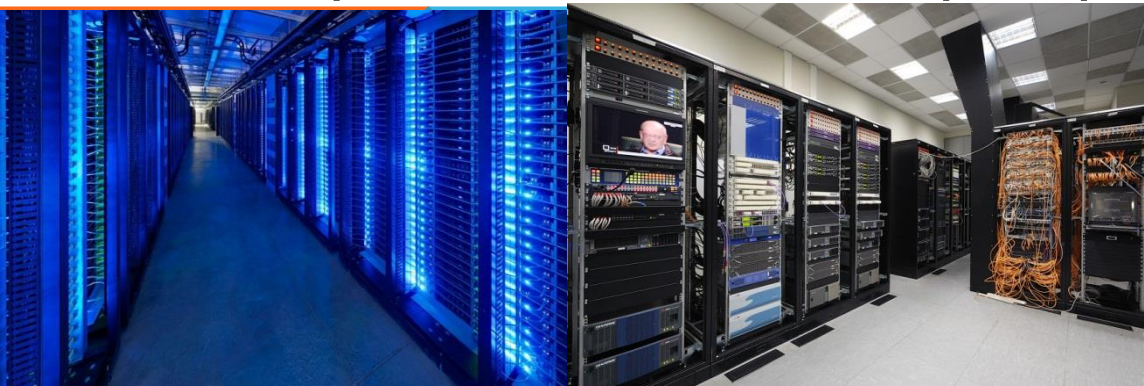
$$a_B(t) := \frac{d}{dt} V_B(t)$$



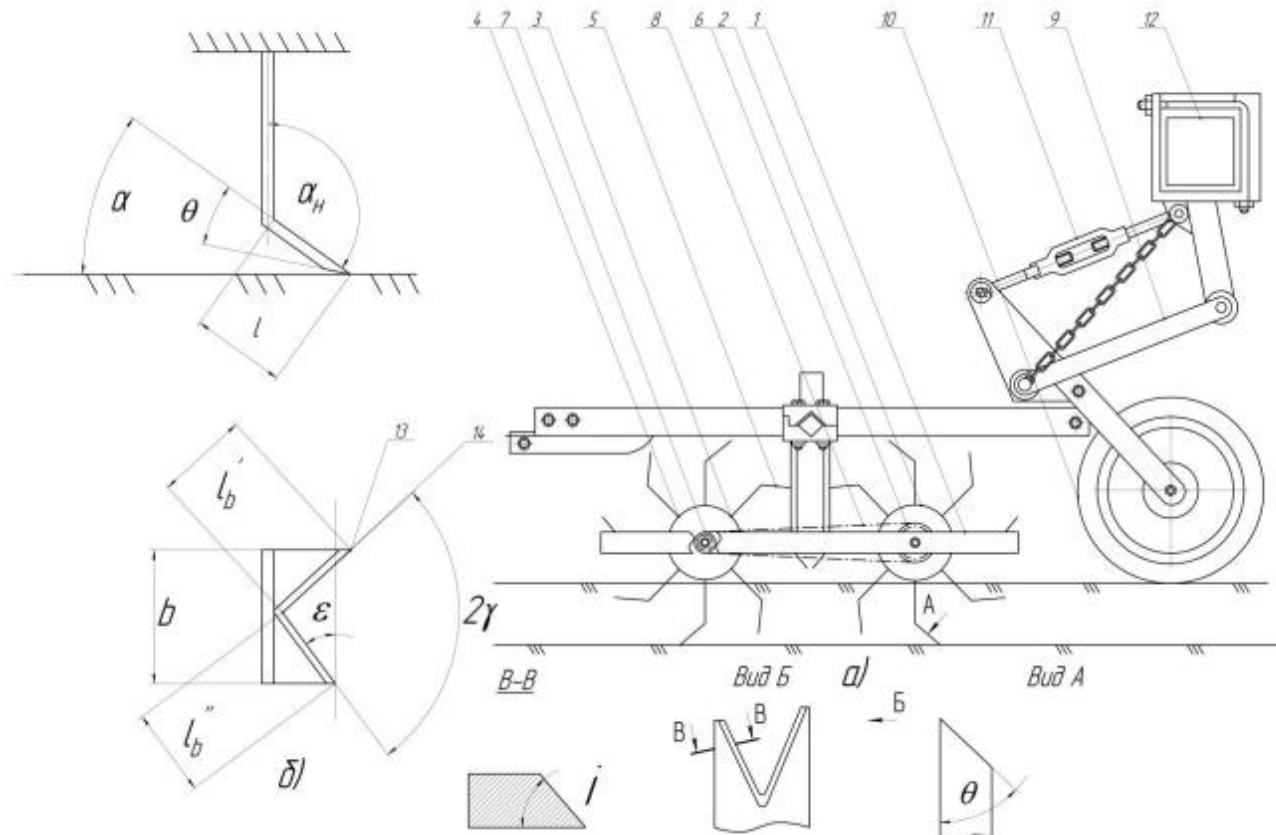
6. Виводимо на екран результати обчислень:

$t =$	$X_A(t) =$	$Y_A(t) =$	$V_A(t) =$	$X_B(t) =$	$Y_B(t) =$	$V_B(t) =$	$a_B(t) =$
0 s	1 m	0 m	6.283 $\frac{m}{s}$	5 m	0 m	0 $\frac{m}{s}$	-49.348 $\frac{m}{s^2}$
0.1	0.809	0.588	6.283 $\frac{m}{s}$	4.766	0	-4.448 $\frac{m}{s}$	-35.166 $\frac{m}{s^2}$
0.2	0.309	0.951	6.283	4.194	0	-6.451	-4.037
0.3	-0.309	0.951	6.283	3.576	0	-5.5	20.362
0.4	-0.809	0.588	6.283	3.148	0	-2.938	28.711
0.5	-1	0	6.283	3	0	0	29.609
0.6	-0.809	-0.588	6.283	3.148	0	2.938	28.711
0.7	-0.309	-0.951	6.283	3.576	0	5.5	20.362
0.8	0.309	-0.951	6.283	4.194	0	6.451	-4.037
0.9	0.809	-0.588	6.283	4.766	0	4.448	-35.166
1	1	$-1.133 \cdot 10^{-15}$	6.283	5	0	0	-49.348

Перевагою використання програмного середовища MathCad для вирішення задач кінематичного аналізу, є можливість отримання значень переміщень, швидкостей, прискорень при варіюванні вихідних

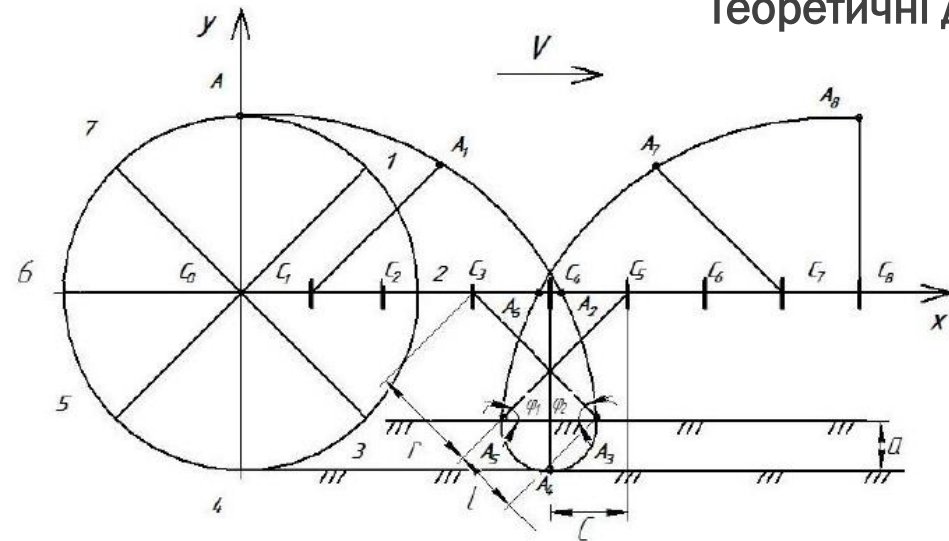


Секційний робочий орган для вичісування бур'янів (Магістерська робота, 208 «Агроінженерія», Керівник: Солона О.В.)



При русі по полю, ножі передніх і задніх роторів рухаються в ґрунті на певній глибині, при цьому, передній ротор оснащений зірочкою з більшою кількістю зубів, ніж задній, отже, обертається з меншою кутовою швидкістю. За рахунок цього, створюється ефект самогальмування і ножі роторів рухаються по лінії дна борозни, що близька за формою до прямої. Це дозволяє вичісувати бур'яни з ґрунту разом з коренем.

Теоретичні дослідження



$$x = C + R\varphi_1 \quad y = R \sin \varphi_1$$

$$\frac{dx}{dt} = V_x = V + \omega(r + l) \sin \omega t$$

$$\frac{dy}{dt} = (r + l)\omega \cos \omega t$$

$$(r + l) = R$$

$$\frac{dx}{dt} = V_x = V + \omega R \sin \omega t ;$$

$$\frac{dy}{dt} = R\omega \cos \omega t$$



Траєкторія руху ножа заднього ротора: r – радіус диска, м;
 l – довжина ножа, м; φ_1 і φ_2 – кути повороту ножа, град;
 a – глибина обробітку, м.

Практична реалізація



ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра загальнотехнічних дисциплін та охорони праці



ТЕМА: «ВСТУП У ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ ТА МАШИН. СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ»

Лектор : к.т.н. доц. СОЛОНА ОЛЕНА ВАСИЛІВНА

МЕТА: «Ознайомитись із методикою силового розрахунку важільних механізмів за способом планів сил та важеля Жуковського»

ПЛАН ЛЕКЦІЇ:

- 1. ВСТУП У ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ ТА МАШИН**
- 2. СИЛИ, ЩО ДІЮТЬ НА ЛАНКИ МЕХАНІЗМІВ ТА МАШИН**
- 3. ПОСЛІДОВНІСТЬ СИЛОВОГО РОЗРАХУНОКУ МЕХАНІЗМІВ МЕТОДОМ ПЛАНІВ СИЛ**
- 4. ВИЗНАЧЕННЯ ЗРІВНОВАЖУВАЛЬНОЇ СИЛИ МЕТОДОМ М. Є. ЖУКОВСЬКОГО**

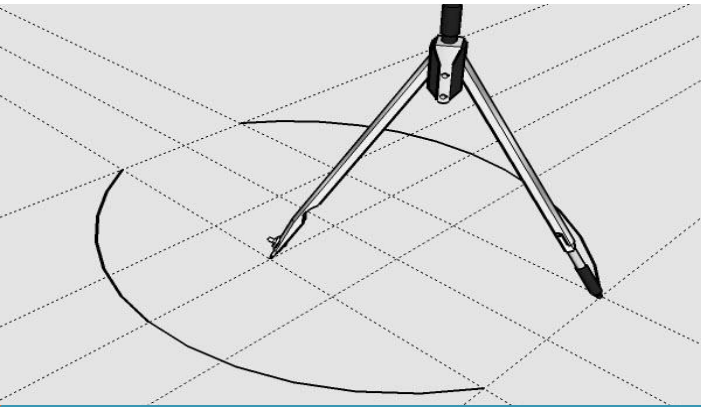
ЛАБОРАТОРНІ РОБОТИ:

№2. Тема: «Кінематичне дослідження важільних механізмів»

№3. Тема: «Експериментальне визначення моменту інерції ланки»

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ:

- 1. 2-й лист (Кінетостатичне дослідження механізму)**
- 2. 2-й розділ пояснювальної записки**

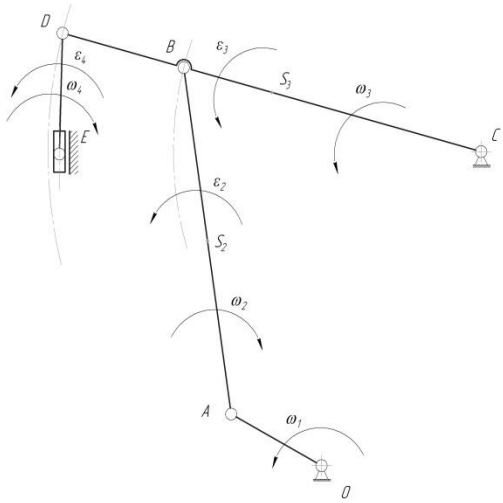


СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ:

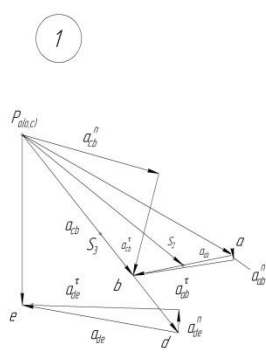
1. Артоболевський І.І. Теорія механізмів и машин.-М.:Наука, 1988. – 640с
2. Солоня О.В., Вірник М.М. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування. Навчальний посібник – Вінниця: ПП Балюк І.Б.2012.- 224.
3. Теорія механізмів і машин. Лабораторний практикум: Навчальний посібник / Солоня О.В., Любин В.С. Рекомендовано Вченою радою Вінницького національного аграрного університету, протокол № 3 від 08.11.2013 р. – Вінниця: ВНАУ, 2014. – 140 с.
4. Вірник М.М., Солоня О.В. Силовий розрахунок важільних механізмів: Методичні вказівки до курсового проектування з теорії механізмів і машин для студентів факультету механізації сільського господарства. – Вінниця: ВДАУ, 2010. – 27 с.



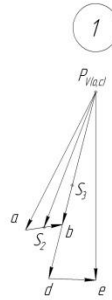
План положень ланок механізму $\mu_1 = 0,002 \frac{M}{mm}$



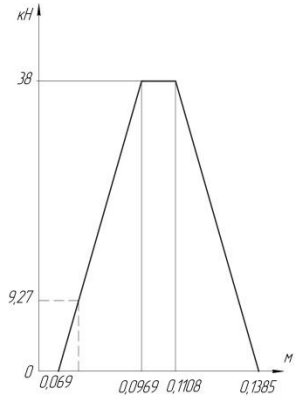
План прискорень $\mu_a = 0,1 \frac{M}{c^2 \cdot mm}$



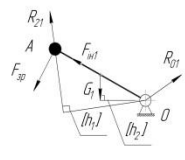
План швидкостей $\mu_v = 0,02 \frac{M}{c \cdot mm}$



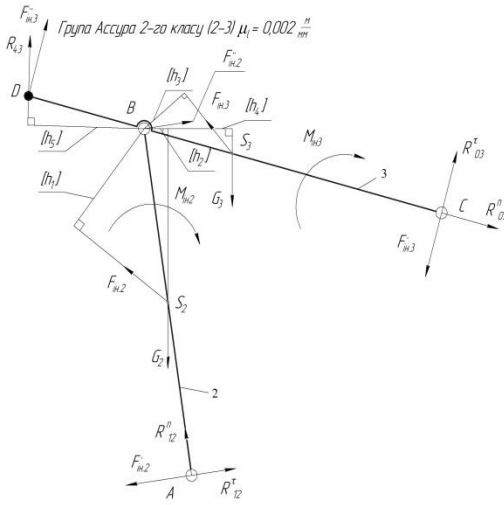
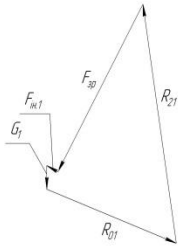
Діаграма сил корисного опору



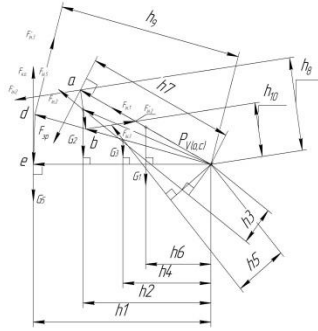
Ведуча ланка (0-1) $\mu = 0,002 \frac{H}{mm}$



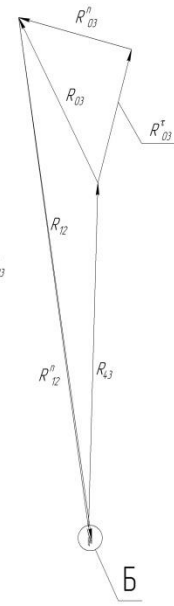
План сил $\mu = 134 \frac{H}{mm}$



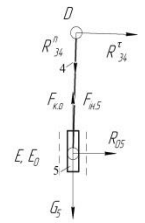
Важіль Жукавського



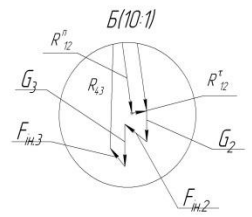
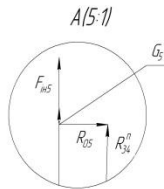
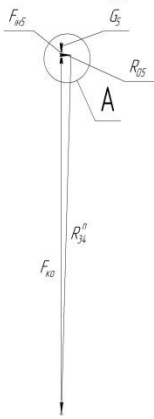
План сил $\mu = 6124 \frac{H}{mm}$



Група Ассур 2-го класу (4-5) $\mu = 0,002 \frac{H}{mm}$



План сил $\mu = 92,69 \frac{H}{mm}$



08-17КП.ТММ.15.С-11.03.002				Лист	Місто	Місяць
Кінестатичне дослідження механізму				11		
ВНАУ, зр. 21-МП				Лист	Листов	1

1. ВСТУП У ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ ТА МАШИН

Динаміка вивчає дійсний рух механізмів з урахуванням усіх факторів, що на нього впливають, тобто **динамікою** називається розділ механіки, у якому вивчається рух матеріальних тіл під дією сил.

Розрізняють дві основні задачі динаміки:

- визначення сил, які діють на ланки механізмів за заданим законом руху, та встановлення способів зменшення динамічних навантажень, що виникають при русі механізмів;
- визначення дійсного закону руху механізмів під дією прикладених до нього сил та встановлення способів забезпечення заданих режимів руху механізму.

Визначення сил, що діють на ланки, необхідно для розрахунку останніх на міцність, жорсткість, зносостійкість, надійність та ін., а визначення зрівноважувального моменту – для попереднього розрахунку потужності двигуна приводу проектованого механізму.



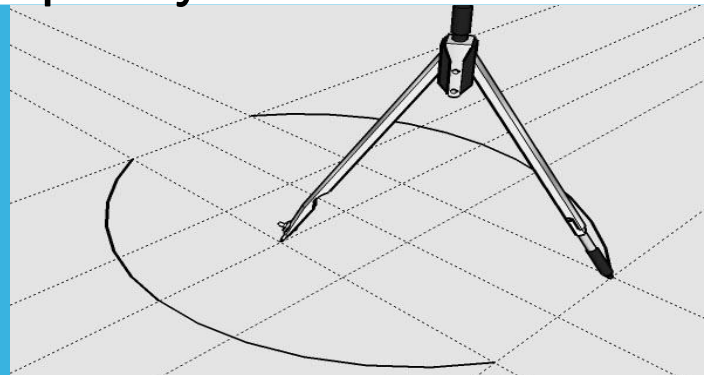
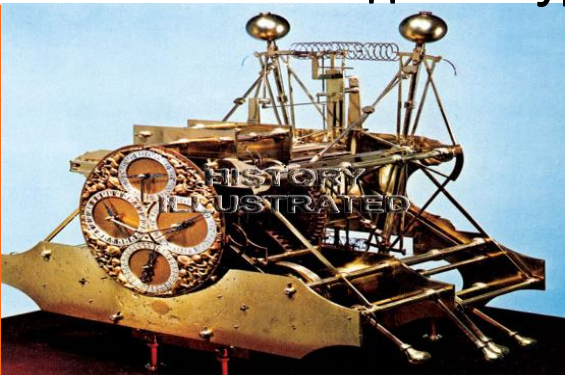
2. СИЛИ, ЩО ДІЮТЬ НА ЛАНКИ МЕХАНІЗМІВ ТА МАШИН

Сили, що діють на ланки механізму, поділяють на **зовнішні**, **внутрішні** і **сили інерції**.

В свою чергу зовнішні сили поділяють на **рушійні**, **опору** та **тяжіння**.

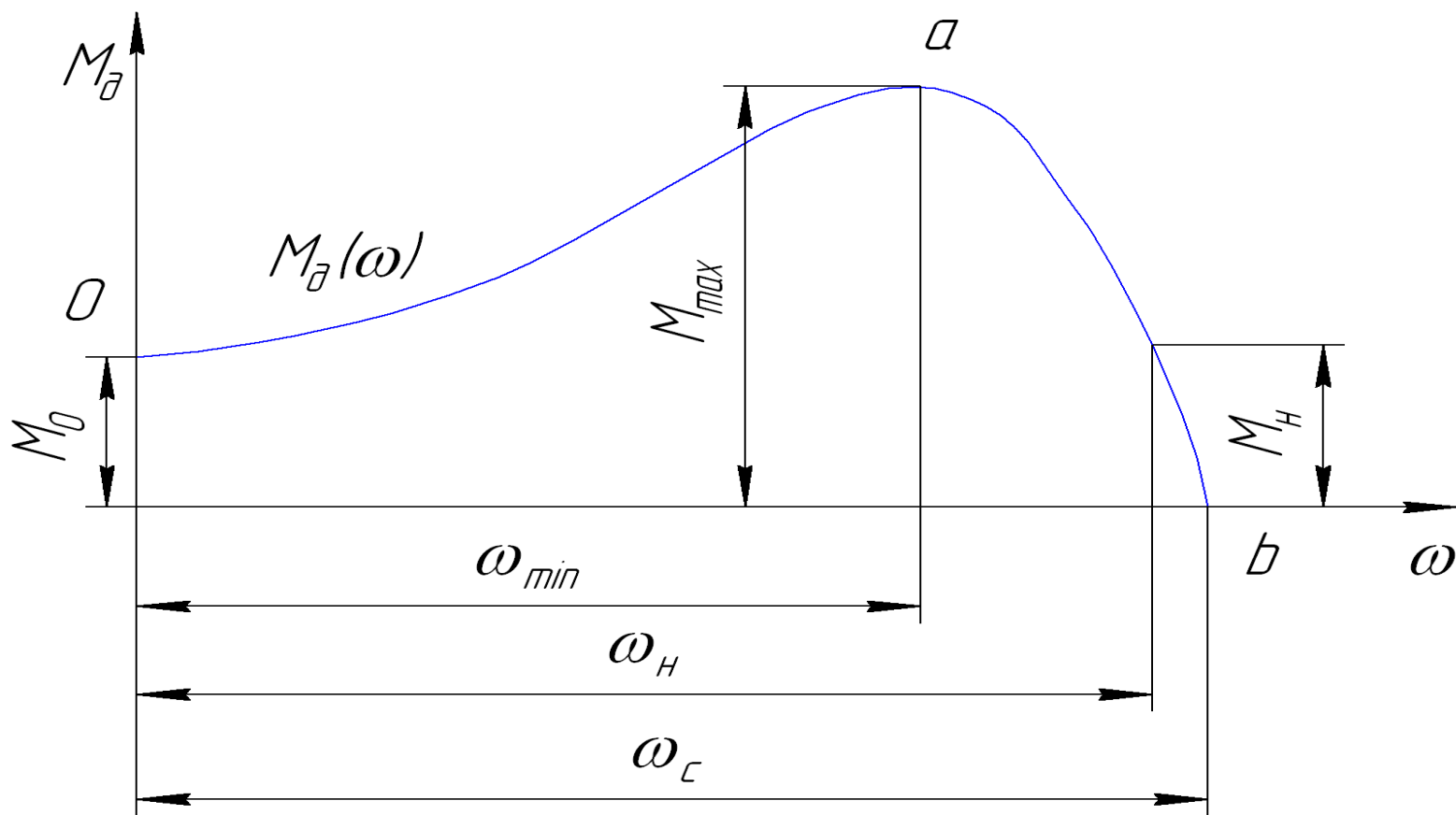
Рушійні сили. Створюються двигунами, які здійснюють перетворення якогось виду енергії (теплової, електричної, гідравлічної) у механічну роботу. Вони здійснюють позитивну роботу за час своєї дії або за один цикл. Рушійні сили збільшують кінетичну енергію машини і прикладені до ланок механізму, що називаються ведучими.

Сили опору. Здійснюють від'ємну роботу за час своєї дії, або за один цикл. Вони діляться на сили **корисного** (виробничого, технологічного) **опору** та сили **шкідливого опору** – опір середовища в якому рухаються ланки механізму. Сили опору середовища переважно малі у порівнянні з іншими силами і в задачах курсу ТММ не враховуються.



Сили корисного опору (КО) – це сили, для подолання яких створено машину(наприклад, тиск повітря на поршень компресора, рідини на поршень насоса, опір металу різанню тощо). Вектор сили **КО** направлений проти робочого ходу вихідної ланки, а модуль визначається із механічної характеристики машини.

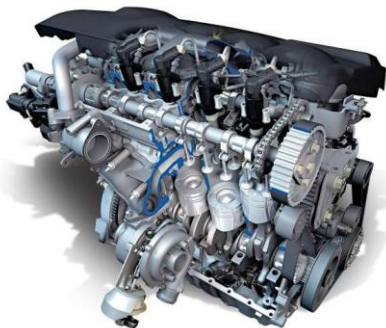
Механічною характеристикою машини називають функціональну залежність силового параметру від часу чи його кінематичного параметру, представлену графічно, масивом чисел або аналітично.



Сили тяжіння (ваги) – це сила, що діє на ланку і дорівнює добутку маси ланки на прискорення вільного падіння ($G_i = m_i \cdot g$). На деяких ділянках руху механізму ці сили можуть здійснювати як додатну, так і від'ємну роботу (в залежності від того, чи піднімається, або опускається центр ваги ланки). Але за повний кінематичний цикл робота даних сил дорівнює нулю, оскільки точки їх прикладання рухаються циклічно.

Внутрішні сили – це сили взаємодії між ланками механізму, тобто сили, що діють у кінематичних парах. Вони являють собою реакції на дію активних сил. Згідно третього закону Ньютона реакції завжди взаємообернені, їх нормальні складові роботи не виконують, в той час як дотичні складові тобто сили тертя здійснюють від'ємну роботу.

Сили інерції – це сили, що виникають внаслідок зміни руху (дії на ланки механізму прискорення). Напрямок вектора цих сил у певних точках направлений в протилежну сторону напрямку прискорення відповідних точок.



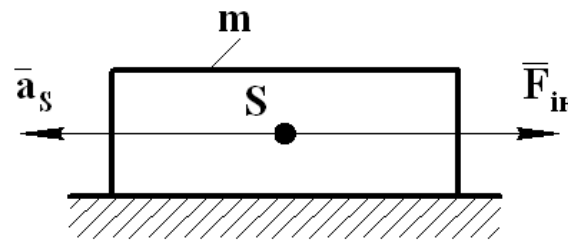
Якщо ланка здійснює складний плоско-паралельний рух, елементарні сили інерції частинок маси зводяться до **сили інерції** прикладеної в центрі маси S ланки і до **моменту сил інерції**:

$$F_{iH} = -m \cdot a_S,$$

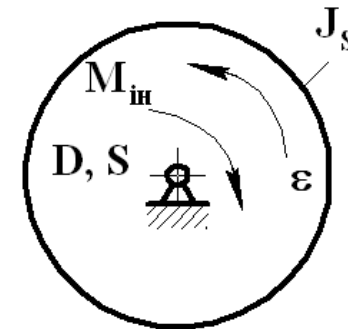
$$M_{iH} = -J_S \cdot \varepsilon.$$

m - маса ланки; a_S - прискорення центра мас ланки; J_S - момент інерції ланки відносно осі, що проходить через центр її ваги S ; ε - кутове прискорення.

Напрямок моменту сил інерції M_{iH} протилежний до напрямку кутового прискорення ε .



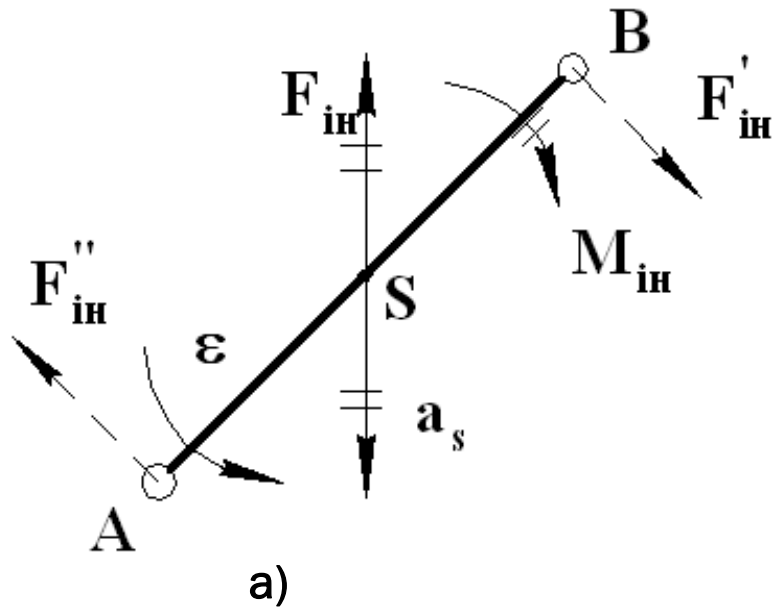
а)



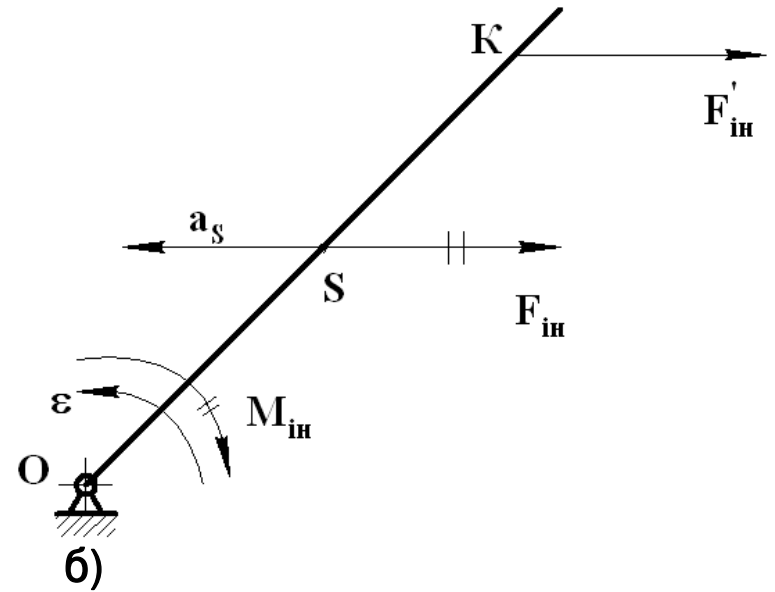
б)

Якщо ланка рухається поступально (а), то $\varepsilon=0$; $M_{iH}=0$, і на ланку діє тільки сила інерції ($F_{iH} = -m \cdot a_S$). При нерівномірному русі (обертання) ланки навколо осі (б), що проходить через його центр ваги, $a_S=0$, $F_{iH}=0$, а на ланку діє тільки момент сил інерції ($M_{iH} = J_S \cdot \varepsilon$).

З метою спрощення розрахунків, доцільно замінити дію моменту інерції $M_{ін}$ парою сил прикладених перпендикулярно до ланки в кінематичних парах А і В у напрямку протилежному кутовому прискоренню ε .



$$F_{ін}^I = F_{ін}^{II} = \frac{M_{ін}}{l_{AB}}$$



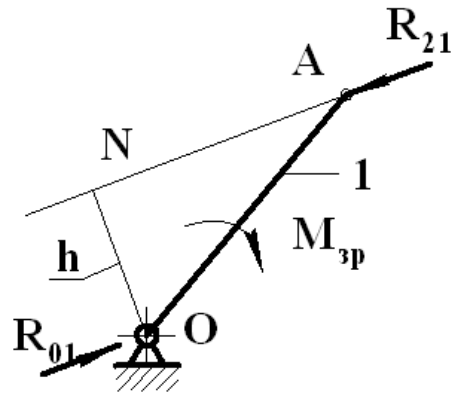
$$F_{ін}^I = F_{ін}$$

$$L_{OK} = L_{OS} + \frac{J_S}{m \cdot L_{OS}}$$

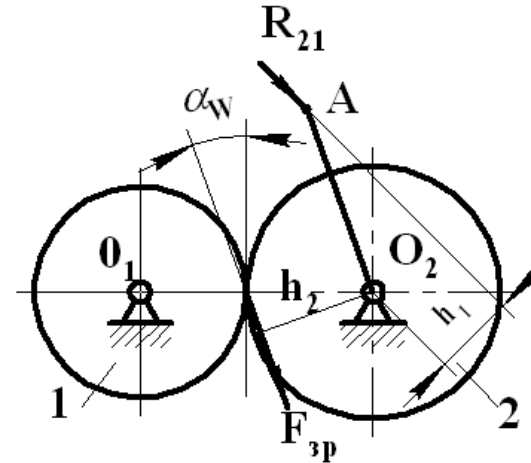
Якщо ланка здійснює нерівномірний обертальний рух навколо осі О, що не збігається з центром ваги S (б), то у цьому випадку доцільно силу інерції $F_{ін}^I$ і момент сил інерції $M_{ін}$ звести до однієї сили $F_{ін}^I$.

Особливості розрахунку ведучої ланки

Ланка, до якої прикладена **зрівноважувальна сила** $F_{зр}$, приймається при силовому розрахунку початковою (ведучою) ланкою механізму. Вектор цієї сили направлений перпендикулярно ланці за її ходом.



$$M_{зр} = R_{21} \cdot h \cdot \mu_L$$



$$F_{зр} = R_{21} \cdot \frac{h_1}{h_2}$$

Якщо кривошип приводиться в рух безпосередньо від двигуна, то в цьому випадку до кривошипа прикладається зрівноважувальний момент і реакція в опорі O буде дорівнювати дії ланки 2 на кривошип 1, $R_{21} = -R_{01}$.

Для визначення реакції R_{01} в опорі O_2 записують рівняння рівноваги сил, що діють на кривошип: $\vec{R}_{21} + \vec{R}_{01} + \vec{F}_{зр} = 0$

Реакцію R_{01} шукають, побудувавши силовий багатокутник за вище вказаним векторним рівнянням.

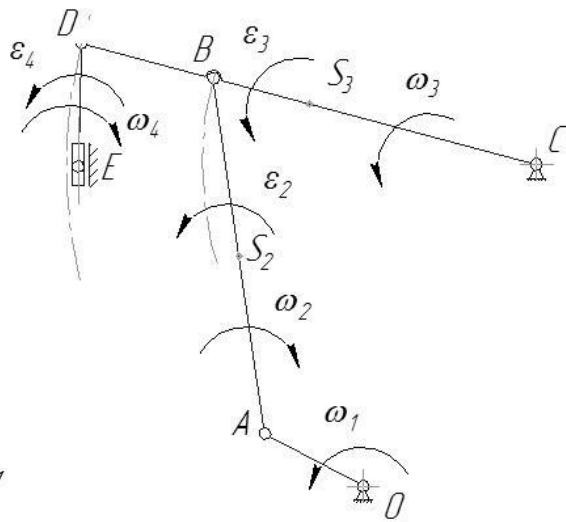
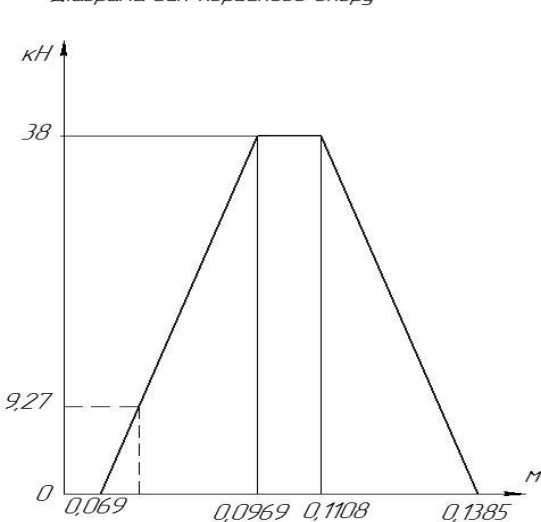
3. ПОСЛІДОВНІСТЬ СИЛОВОГО РОЗРАХУНОКУ МЕХАНІЗМІВ МЕТОДОМ ПЛАНІВ СИЛ

Порядок виконання силового розрахунок механізму:

1. Побудувати в масштабі діаграму сил корисного опору для робочої машини або індикаторні діаграму для машини – двигуна і показати на ній всі положення вихідної ланки з використанням планів механізму. При цьому слід мати на увазі, що сила корисного опору (для робочих машин) діє тільки тоді, коли її вектор напрямлений проти руху вихідної ланки. За допомогою діаграми сил (індикаторних) визначити в усіх положеннях механізму сили, що діють на вихідну ланку.

2. Визначити сили інерції F_{iH} і моменти сил M_{iH} інерції ланок механізму. Вектори сил F_{iH} напрямлені в протилежну сторону до напрямків відповідних векторів прискорень a_S , а моменти M_{iH} напрямлені протилежно до відповідних кутових прискорень ε .

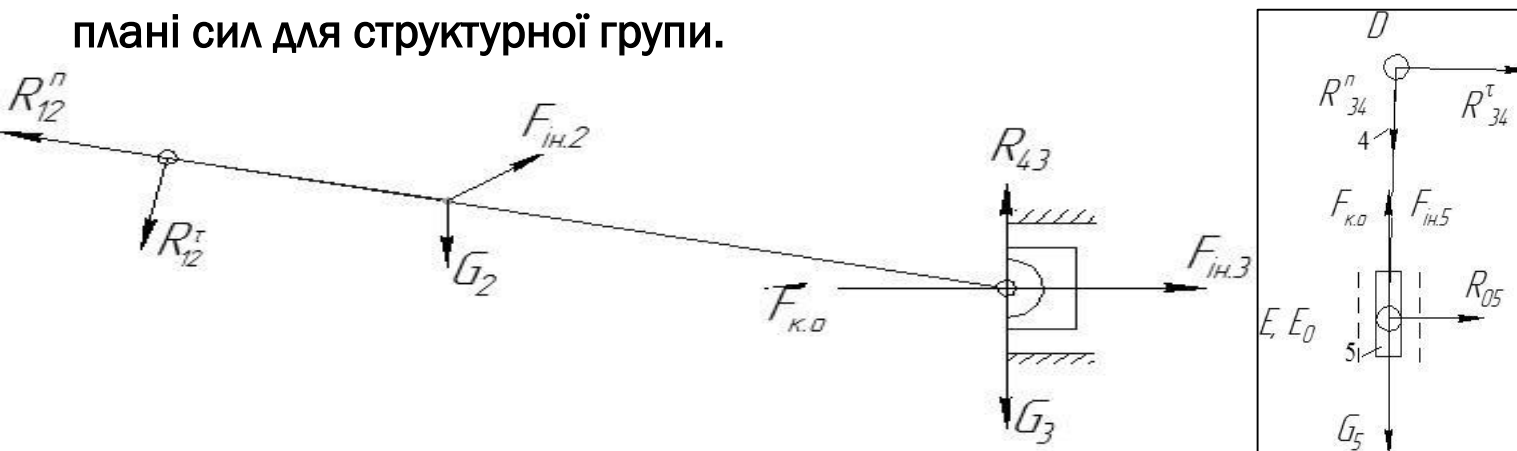
Діаграма сил корисного опору



3. Виділити структурну групу, яка була останньою приєднана до механізму при його створенні. Виконати її креслення в обраному масштабі і обчислити масштабний коефіцієнт μ_L .

4. До ланок групи прикласти сили F_0 або моменти M_0 опору (в двигунах рушійні сили F_P чи моменти M_P), сили ваги G_i , сили інерції $F_{ін}$ та моменти $M_{ін}$ сил інерції. В зовнішніх кінематичних парах групи прикласти реакції R_{ij} та $R_{кп}$ від'ємних ланок (кожна реакція позначається двома індексами: перший показує з боку якої ланки прикладена реакція, а другий до якої ланки її прикладено). В обертальних кінематичних парах реакції розкладаються на дві складові: нормальну R_{nij} , напрямлену вздовж вибраної осі, і тангенціальну R_{ij}^τ , напрямлену перпендикулярно до цієї осі. В поступальній парі реакція напрямлена перпендикулярно до напрямної, вздовж якої рухається повзун.

5. Величини R_{ij}^τ тангенціальних складових реакцій визначаємо з рівнянь моментів, записаних для ланки або групи, а нормальні складові R_{ij}^n , і повні реакції $R_{ij} = R_{ij}^n + R_{ij}^\tau$ - з векторного многокутника сил. Реакцію у внутрішній кінематичній парі структурної групи визначаємо із рівняння геометричної суми сил по одній із ланок. Розв'язування цього рівняння здійснюється з'єднанням двох точок на побудованому плані сил для структурної групи.

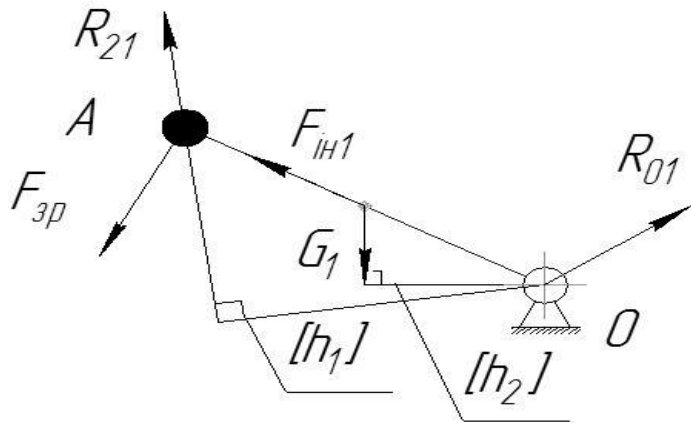


6. Виконуємо розрахунок наступної структурної групи. Послідовність розрахунку повторюється.

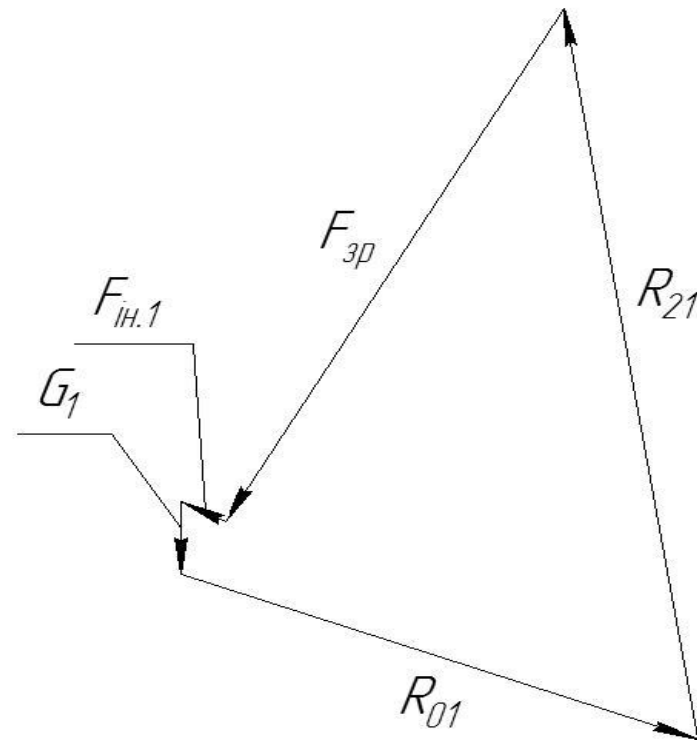
7. Виконуємо розрахунок вхідної ланки. Визначаємо зрівноважувальну силу $F_{зр}$ (або $M_{зр}$) та реакцію R_{01} в кінематичній парі стояк-кривошип.

8. Використовуючи побудовані плани сил на листі креслення, визначаємо дійсні значення реакції в кінематичних парах і зрівноважувальну силу.

Ведуча ланка (0-1) $\mu = 0,002 \frac{M}{mm}$



План сил $\mu = 134 \frac{H}{mm}$



4. ВИЗНАЧЕННЯ ЗРІВНОВАЖУВАЛЬНОЇ СИЛИ МЕТОДОМ М. Є. ЖУКОВСЬКОГО

Для того, щоб знайти зрівноважувальний момент методом Жуковського, необхідно:

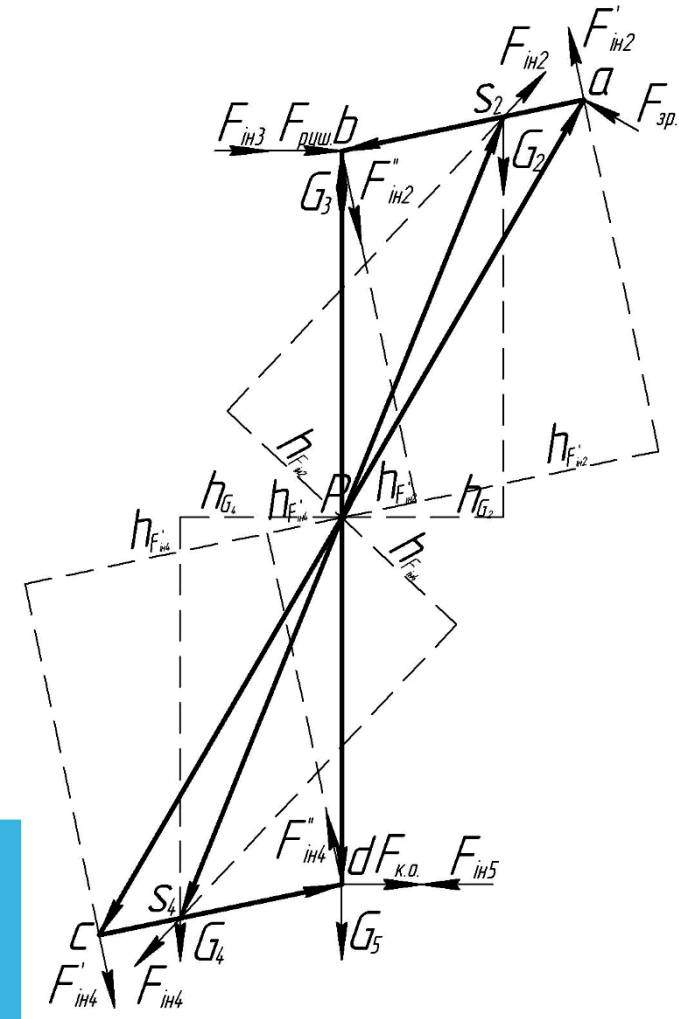
1. Побудувати план швидкостей для положення в якому вихідна ланка виконує робочий хід, повернутий на 90° .

2. Знайти на плані точки, що відповідають точкам плану положень, до яких прикладено сили.

3. На повернутий план швидкостей перенесемо сили, що діють на ланки механізму, причому зрівноважувальний момент замінимо парою сил, прикладених до плеча в точках A і B (аналогічно в точках C і D).

4. Скласти рівняння рівноваги, розглядаючи план швидкостей, як жорсткий важіль (суму моментів шукаємо відносно полюса P_V).

5. Порівняти значення зрівноважувальної сили, отриманої планом сил та методом Жуковського. Відносна похибка не повинна перевищувати 7 %.



ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра загальнотехнічних дисциплін та охорони праці



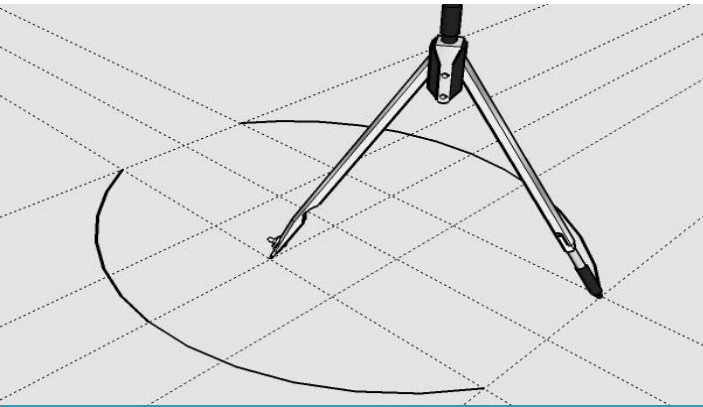
ТЕМА: «ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ МАШИННОГО АГРЕГАТУ»

Лектор : к.т.н. доц. СОЛОНА ОЛЕНА ВАСИЛІВНА

МЕТА: «Ознайомитись теоретичними аспектами дослідження руху машинного агрегату, принципами побудови динамічних моделей, зведенням сил і мас, регулюванням нерівномірності ходу машин»

ПЛАН ЛЕКЦІЇ:

- 1. ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ МАШИННОГО АГРЕГАТУ**
- 2. ЗВЕДЕННЯ СИЛ ТА МАС**
- 3. РІВНЯННЯ РУХУ МЕХАНІЗМУ**
- 4. УСТАЛЕНИЙ РЕЖИМ, НЕРІВНОМІРНІСТЬ РУХУ МЕХАНІЗМУ**



СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ:

1. Солоня О.В., Вірник М.М. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування. Навчальний посібник – Вінниця: ПП Балюк І.Б.2012.- 224.
2. Теорія механізмів і машин. Лабораторний практикум: Навчальний посібник / Солоня О.В., Любин В.С. Рекомендовано Вченою радою Вінницького національного аграрного університету, протокол № 3 від 08.11.2013 р. – Вінниця: ВНАУ, 2014. – 140 с.
3. Вірник М.М., Солоня О.В. Силовий розрахунок важільних механізмів: Методичні вказівки до курсового проектування з теорії механізмів і машин для студентів факультету механізації сільського господарства. – Вінниця: ВДАУ, 2010. – 27 с.
4. Солоня О.В. Обґрунтування параметрів вібраційного млина з просторово-циркуляційним рухом гірської маси: дис. ... канд. техн. наук : 05.05.06 / Солоня Олена Василівна . – Вінниця, 2006. – 159 с.

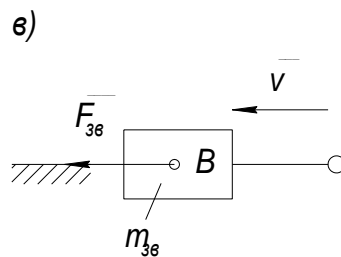
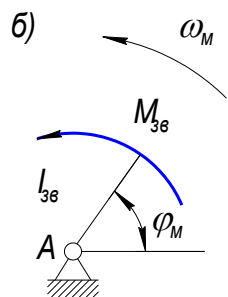
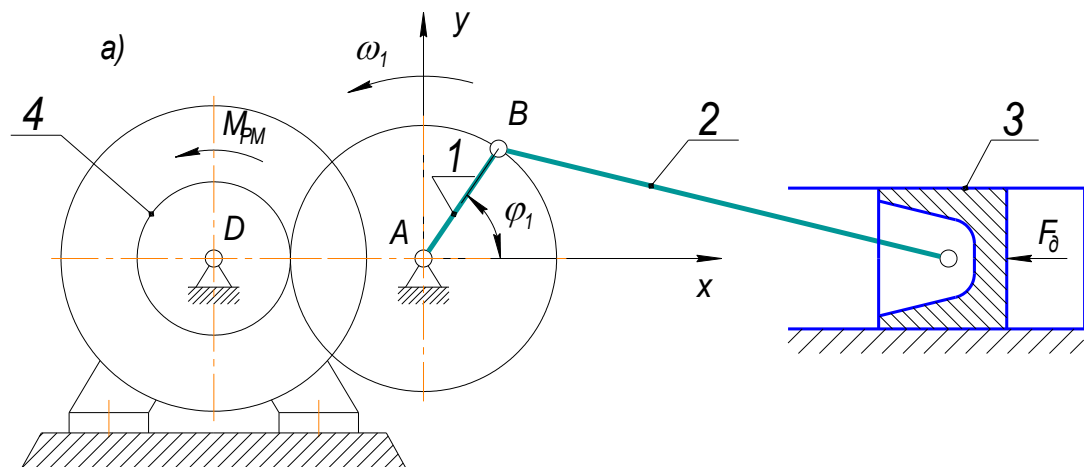


1. ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ МАШИННОГО АГРЕГАТУ

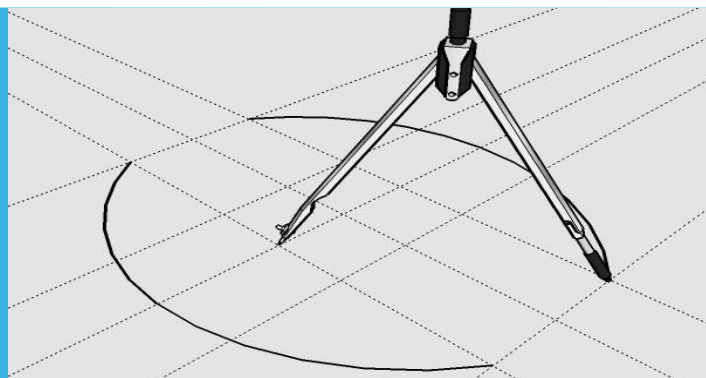
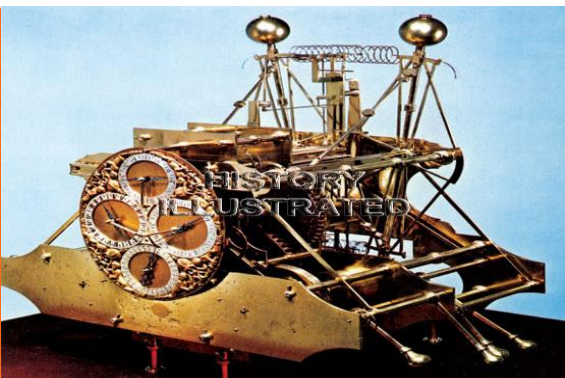
Вивчення закону руху механізму машинного агрегату під дією заданих сил є однією з основних задач динаміки. Для розв'язку цієї задачі необхідно скласти рівняння руху системи і розв'язати його відносно невідомого кінематичного параметра. При визначенні закону руху задача може бути суттєво спрощена, якщо перейти до динамічної моделі.

Вивчення динаміки машини повинно починатися з вибору її динамічної моделі. Вибір динамічної моделі того чи іншого об'єкта залежить, у першу чергу, від мети дослідження, від характеру задачі, що розглядається.

Машинний агрегат - це, переважно, сукупність машини-двигуна, механізму передач та робочої машини. Це, як правило, багатоланкова система, навантажена багатьма силами та моментами, прикладеними до різних ланок.



На рисунку приведена силова установка, в якій ДВЗ приводить в рух через зубчасту передачу вал робочої машини - відцентрової помпи. Побудова динамічної моделі машинного агрегату полягає в заміні заданого багатоланкового механізму, навантаженого довільною системою сил та моментів, простою динамічною моделлю - однією умовною рухомою ланкою зі стояком.



2. ЗВЕДЕННЯ СИЛ ТА МАС

При дослідженні руху механізму зручно замінити усі сили та моменти, звівши їх до однієї ланки, еквівалентною з точки зору динаміки, силою чи моментом сил. При цьому необхідно, щоб елементарна робота на розглядуваному можливому переміщенні, або потужність, що розвивається замінюючою силою чи моментом, була рівна, відповідно, сумі елементарних робіт або потужностей, що розвивають сили та моменти, які прикладені до ланок механізму на цьому ж переміщенні.

Сили чи моменти, що задовольняють цій умові, називають **зведеними силами** та **моментами**. Ланка, до якої зводяться сили та моменти (маси), називається **ланкою зведення**, а точка прикладання зведеної сили — **точкою зведення**. Зазвичай за ланку зведення приймають ту ланку, за узагальненою координатою якої проводяться дослідження механізму. Частіше це початкова ланка, головний вал робочої машини або вихідний вал машини-двигуна.

Для визначення зведеної сили чи моменту може бути використана рівність:

$$P_{3B} = \sum_1^n P_i,$$

P_{3B} – потужність, що розвиває зведена сила чи зведений момент;

$\sum_1^n P_i$ – сумарна потужність усіх сил та моментів, що підлягають зведенню.

Потужність може бути представлена як

$$P_{3B} = F_{3B} V_B, \quad \text{або} \quad P_{3B} = M_{3B} \omega,$$

Зведений момент або силу можна знайти за наступними формулами:

$$M_{3B} = \sum_1^n \left(F_i \frac{v_i \cos \alpha_i}{\omega} + M_i \frac{\omega_i}{\omega} \right),$$
$$F_{3B} = \sum_1^n \left(F_i \frac{v_i \cos \alpha_i}{v_B} + M_i \frac{\omega_i}{v_B} \right).$$

Кінетична енергія плоского механізму для будь-якого його положення дорівнює сумі кінетичних енергій усіх його рухомих ланок в загальному випадку може бути представлена у вигляді:

$$T_{\text{мех}} = \sum_1^n T_i = \sum_1^n \left(\frac{I_{s_i} \omega_i^2}{2} + \frac{m_i v_{s_i}^2}{2} \right),$$

У відповідності з умовою динамічної еквівалентності механізму та моделі отримаємо:

$$\frac{I_{3B} \omega^2}{2} = \sum_1^n \left(\frac{I_{s_i} \omega_i^2}{2} + \frac{m_i v_{s_i}^2}{2} \right),$$

або

$$I_{3B} = \sum_1^n \left\{ I_{s_i} \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 + m_i \left(\frac{v_{s_i}}{\omega} \right)^2 \right\}, \quad m_{3B} = \sum_1^n \left\{ I_{s_i} \left(\frac{\omega_i}{v_B} \right)^2 + m_i \left(\frac{v_{s_i}}{v_B} \right)^2 \right\}.$$

Зустрічаються такі визначення:

- зведеним моментом інерції називається такий умовний момент інерції, кінетична енергія якого у кожному розглядуваному положенні механізму дорівнює сумі кінетичних енергій всіх його ланок;
- зведена маса являє собою таку умовну масу, зосереджену в деякій точці зведення, кінетична енергія якої в кожному розглядуваному положенні механізму дорівнює сумі кінетичних енергій всіх його ланок.

3. РІВНЯННЯ РУХУ МЕХАНІЗМУ

Рівняння руху механізму можуть бути представлені в різних формах. Для механізмів з одним ступенем вільності одна з найпростіших форм рівнянь отримується на основі теореми про зміну кінетичної енергії: зміна кінетичної енергії механізму на деякому переміщенні дорівнює сумі робіт усіх сил, що діють на ланки механізму на цьому самому переміщенні. Цей закон подають у вигляді рівняння:

$$T - T_0 = \sum A,$$

Роботу здійснюють усі активні сили і моменти та сили тертя у всіх кінематичних парах механізму.

Рівняння руху в енергетичній формі. Зведемо усі сили і моменти механізму з одним ступенем вільності до однієї ланки зведення, тобто замінимо розглядуваний механізм його динамічною моделлю.

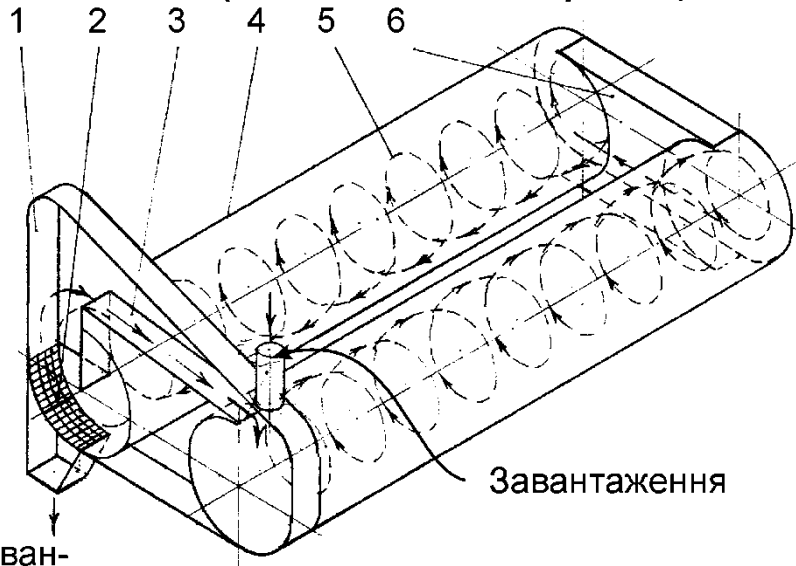
$$\sum A = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{3B} d\varphi,$$

Звідки можна отримати:

$$\frac{I_{3B} \omega^2}{2} - \frac{I_{3B0} \omega_0^2}{2} = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{3B} d\varphi.$$

Вібраційний млин (Солона О.В.)

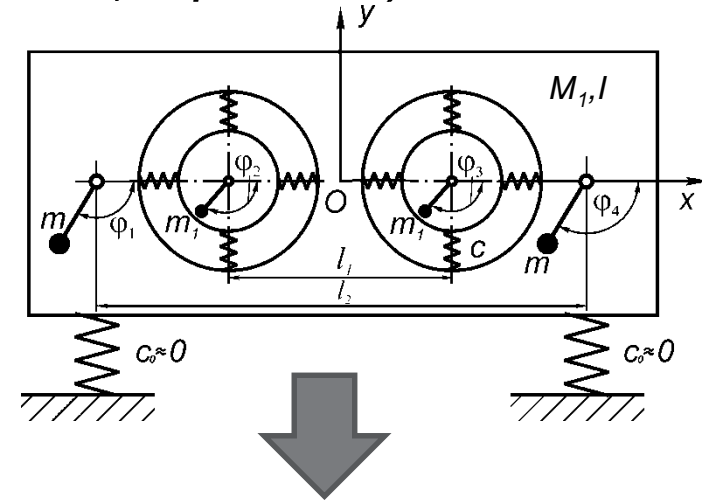
(Пат. 43792 А Україна, В 02С19/16, Солона О.В., Берник П.С.)



Завантаження

Вивантаження

1-перевантажувальний жолоб; **2 - транспортний лоток;** **3 - вивантажувальна решітка;** **4 - помольна камера;** **5 - траєкторія руху завантаження;** **6 - перехідний жолоб.**

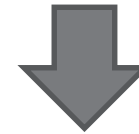


$$M_1 \ddot{y} + c(y - y_1) + c(y - y_2) = -F [\sin(\omega t + \alpha_1) + \sin(\omega t + \alpha_4)];$$

$$M_1 \ddot{x} + c(x - x_1) + c(x - x_2) = F [\cos(\omega t + \alpha_1) + \cos(\omega t + \alpha_4)];$$

...

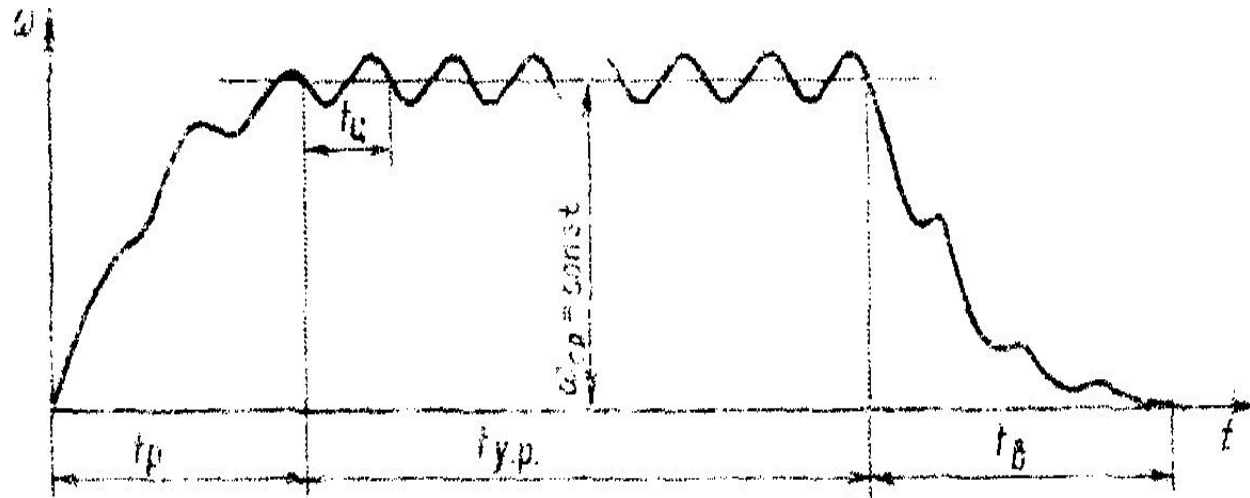
$$\left. \begin{aligned} D_1 \sin \alpha_1 + D_3 \sin(\alpha_1 - \alpha_2) + D_5 \sin(\alpha_1 - \alpha_3) &= 0, \\ D_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_3) - D_3 \sin(\alpha_1 - \alpha_2) + D_6 \sin \alpha_2 &= 0, \\ D_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_3) - D_4 \sin \alpha_3 + D_5 \sin(\alpha_1 - \alpha_3) &= 0. \end{aligned} \right\}$$



4. УСТАЛЕНИЙ РЕЖИМ. НЕРІВНОМІРНІСТЬ РУХУ МЕХАНІЗМУ

Усталеним рухом називається такий рух, при якому швидкість початкової ланки (узагальнена швидкість) є періодичною функцією часу.

Нерівномірність ходу машини є наслідком двох факторів: зміни упродовж циклу миттєвих значень зведених моментів рушійних сил і сил опору; періодичної зміни зведеного моменту інерції механізму.



Нерівномірність обертання оцінюється коефіцієнтом нерівномірності:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{cp}}},$$

В усталеному режимі працюють дуже багато машин. Найкращі умови для роботи таких машин – абсолютно рівномірне обертання їх головного вала. Як відомо, у загальному випадку швидкість початкової ланки механізму при усталеному русі є змінною величиною. Коливання швидкості початкової ланки за час усталеного руху бувають двох типів: **періодичні** та **неперіодичні**.

Періодичними коливаннями швидкостей машини називаються коливання, при яких швидкості всіх ланок машини в усіх їхніх положеннях мають цілком певні цикли, після закінчення яких ці швидкості набувають щоразу своїх початкових значень.

Неперіодичні коливання швидкостей залежать від різних причин: раптової зміни корисних або шкідливих опорів, включення в машину додаткових мас і т.п.

Регулювання **періодичних** коливань швидкості здійснюється за допомогою **маховика**, що виконаний, як правило, у вигляді колеса з розвинутим ободом (з великим моментом інерції).

Регулювання **неперіодичних** коливань за допомогою **маховика** можливо здійснити, якщо вони незначні. При значних неперіодичних коливаннях встановлюють механізми, що називаються **регуляторами** — які регулюють закони зміни рушійних сил або сил опору.

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра загальнотехнічних дисциплін та охорони праці



ТЕМА: «ПЕРЕДАЧА ОБЕРТОВОГО РУХУ»

Лектор : к.т.н. доц. СОЛОНА ОЛЕНА ВАСИЛІВНА

МЕТА: «Ознайомитися із найбільш вживаними типами механізмів для передачі обертового руху, зокрема із зубчастими передачами. Вивчити основні елементи і геометричні параметри, ознайомитись із методикою їх розрахунку та теоремою зачеплення»

ПЛАН ЛЕКЦІЇ:

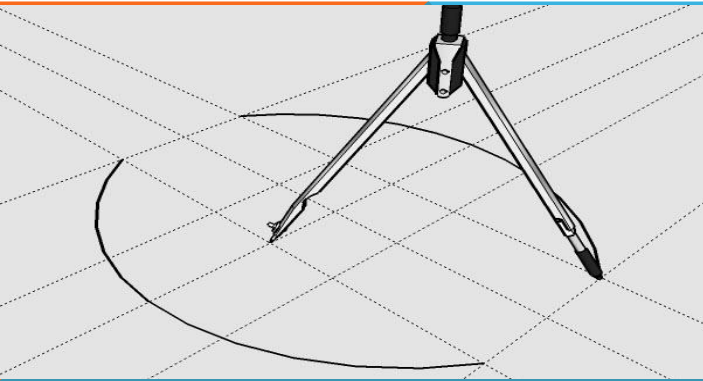
- 1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ**
- 2. КЛАСИФІКАЦІЯ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ**
- 3. ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ І ПЕРЕДАВАЛЬНЕ ЧИСЛО**
- 4. ЕВОЛЬВЕНТА КОЛА, ЇЇ ВЛАСТИВОСТІ І РІВНЯННЯ**
- 5. ЕЛЕМЕНТИ ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАСТОГО КОЛЕСА. ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ**

ЛАБОРАТОРНІ РОБОТИ:

№5. Тема: «Визначення основних геометричних параметрів евольвентних циліндричних прямозубих зубчастих коліс»

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ:

- 1. 3-й лист (Синтез зубчастого зачеплення)**
- 2. 3-й розділ пояснювальної записки**



СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ:

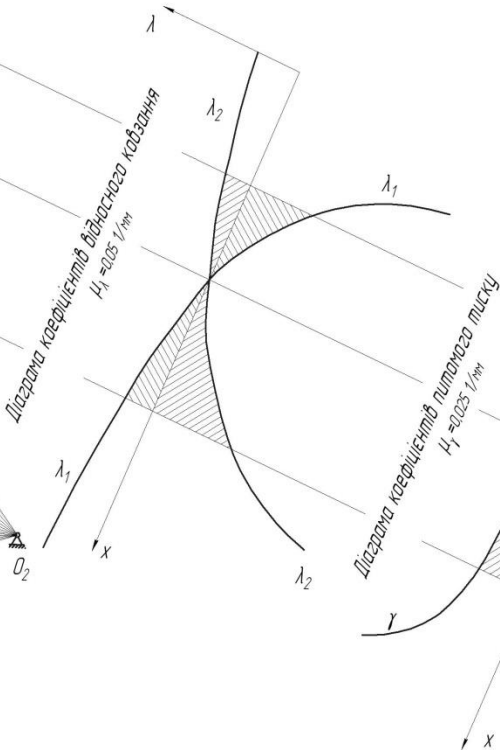
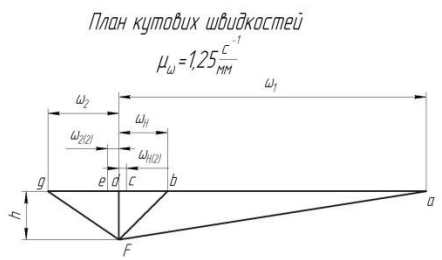
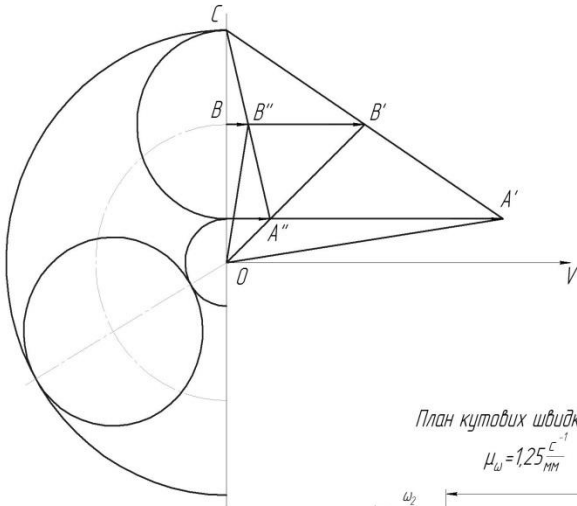
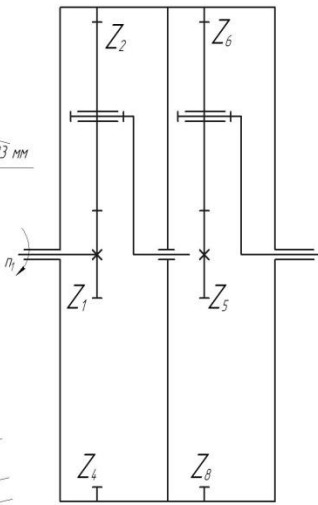
1. Артоболевський І.І. Теорія механізмів и машин.-М.:Наука, 1988. – 640с
2. Зубчастые передачи: Справочник/ Под ред. Е.Г. Гинзбурга.- Л.: Машиностроение, 1980.-416с.
3. Солоня О.В., Вірник М.М. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування. Навчальний посібник – Вінниця: ПП Балюк І.Б.2012.- 224.
4. Теорія механізмів і машин. Лабораторний практикум: Навчальний посібник / Солоня О.В., Любин В.С. Рекомендовано Вченою радою Вінницького національного аграрного університету, протокол № 3 від 08.11.2013 р. – Вінниця: ВНАУ, 2014. – 140 с.



Зовнішнє нерівнозміщене евольвентне зачеплення
M 5:1

Кінематична схема редуктора
 $\mu_1 = 0,002 \frac{m}{mm}$

Картина швидкостей $\mu_v = 0,05 \frac{m/c}{mm}$



Модуль, мм	m	6
Кількість зубів коліс	Z1	13
	Z2	18
Коефіцієнти зміщення	x1	0,638
	x2	0,405
Коефіцієнт сприймального зміщення	y	0,883
Коефіцієнт зрівноваженого зміщення	Δy	0,16
Коефіцієнт перекриття	εα	1,156
Коеф. висоти гол. зуба	h*α	1
Коеф. радіального зазору	c1*	0,25

	1	2	4	H	5	6	8	H2
Z	18	39	96	-	18	39	96	-
m, мм		4				4		
ω, c^-1	167,5	-38,75		26,25	26,25	-6,25		3,75

06-22.КП.ТММ.11С-02.03.00.003

Синтез
зубчатого зачеплення

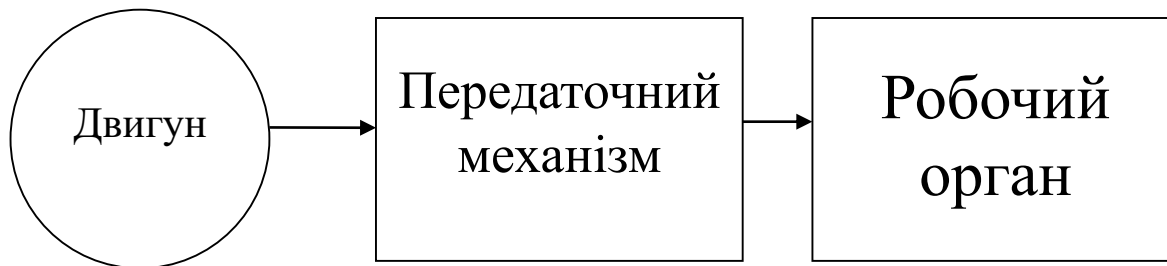
Лист	Масштаб	Масштаб
Лист	Листов	Листов

ВНАУ зр.

Лист № 1
 Лист № 2
 Лист № 3
 Лист № 4
 Лист № 5
 Лист № 6
 Лист № 7
 Лист № 8
 Лист № 9
 Лист № 10
 Лист № 11
 Лист № 12
 Лист № 13
 Лист № 14
 Лист № 15
 Лист № 16
 Лист № 17
 Лист № 18
 Лист № 19
 Лист № 20
 Лист № 21
 Лист № 22
 Лист № 23
 Лист № 24
 Лист № 25
 Лист № 26
 Лист № 27
 Лист № 28
 Лист № 29
 Лист № 30
 Лист № 31
 Лист № 32
 Лист № 33
 Лист № 34
 Лист № 35
 Лист № 36
 Лист № 37
 Лист № 38
 Лист № 39
 Лист № 40
 Лист № 41
 Лист № 42
 Лист № 43
 Лист № 44
 Лист № 45
 Лист № 46
 Лист № 47
 Лист № 48
 Лист № 49
 Лист № 50
 Лист № 51
 Лист № 52
 Лист № 53
 Лист № 54
 Лист № 55
 Лист № 56
 Лист № 57
 Лист № 58
 Лист № 59
 Лист № 60
 Лист № 61
 Лист № 62
 Лист № 63
 Лист № 64
 Лист № 65
 Лист № 66
 Лист № 67
 Лист № 68
 Лист № 69
 Лист № 70
 Лист № 71
 Лист № 72
 Лист № 73
 Лист № 74
 Лист № 75
 Лист № 76
 Лист № 77
 Лист № 78
 Лист № 79
 Лист № 80
 Лист № 81
 Лист № 82
 Лист № 83
 Лист № 84
 Лист № 85
 Лист № 86
 Лист № 87
 Лист № 88
 Лист № 89
 Лист № 90
 Лист № 91
 Лист № 92
 Лист № 93
 Лист № 94
 Лист № 95
 Лист № 96
 Лист № 97
 Лист № 98
 Лист № 99
 Лист № 100

1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ

Передачами обертального руху називаються такі, що служать для передачі руху від ведучої ланки до веденої зі зміною кутової швидкості та величини крутного моменту.



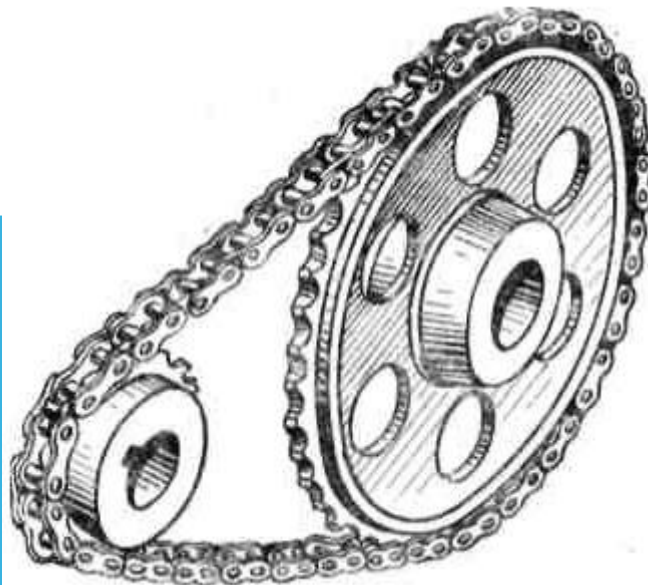
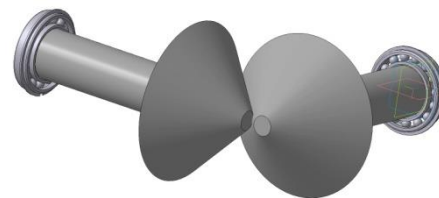
Передаточними механізмами можуть служити наступні передачі:

- фрикційні;
- пасові;
- зубчасті;
- ланцюгові;
- гвинтові;
- важільні.



За **способом передачі руху** від ведучого вала до веденого передаточні механізми поділяються на :

- **Передачі тертя**
 - 1) **З безпосереднім контактом ланок (фрикційні)**
 - 2) **Передача проміжною гнучкою ланкою (пасові)**
- **Передачі зачепленням однієї ланки з іншою**
 - 3) **Зубчасті передачі**
 - 4) **Ланцюгові передачі**
 - 5) **Гвинтові**
 - 6) **Важільні**



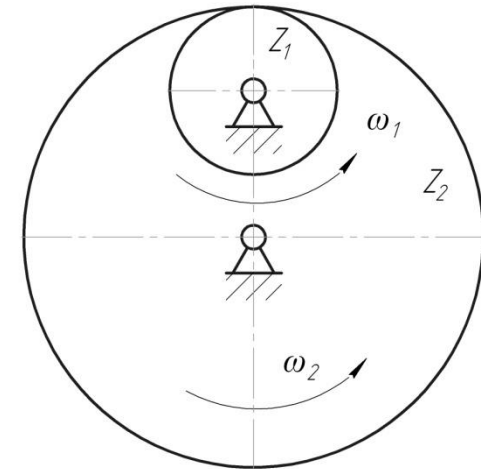
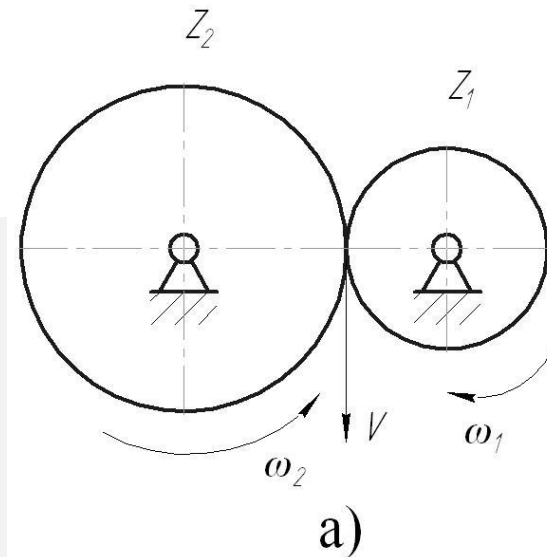
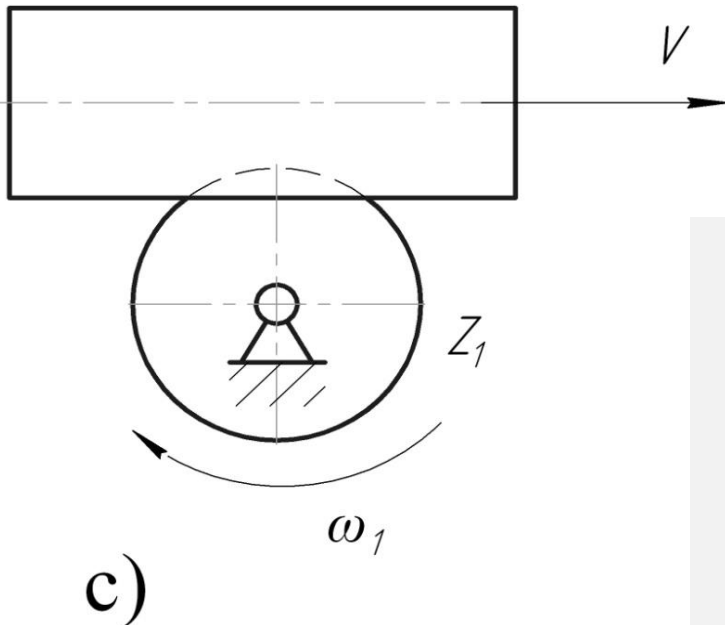
2.КЛАСИФІКАЦІЯ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Зубчасті передачі використовують для передачі обертального руху зубчастими колесами від одного вала до іншого з одночасною зміною кутової швидкості та крутного моменту

Класифікація зубчастих передач

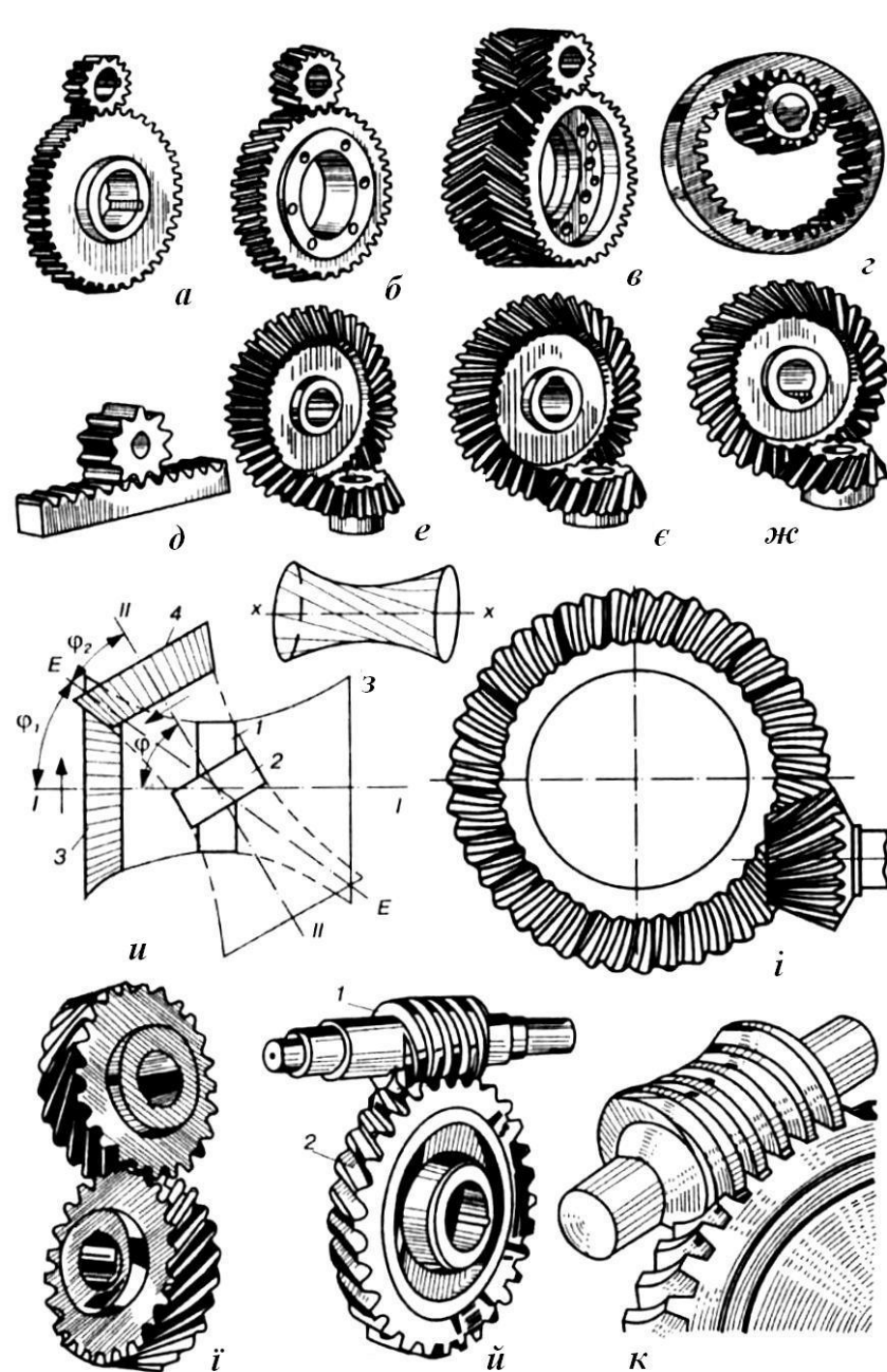
За характером зачеплення:

- a) з зовнішнім зачепленням
- b) з внутрішнім зачепленням
- c) з рейковим зачепленням

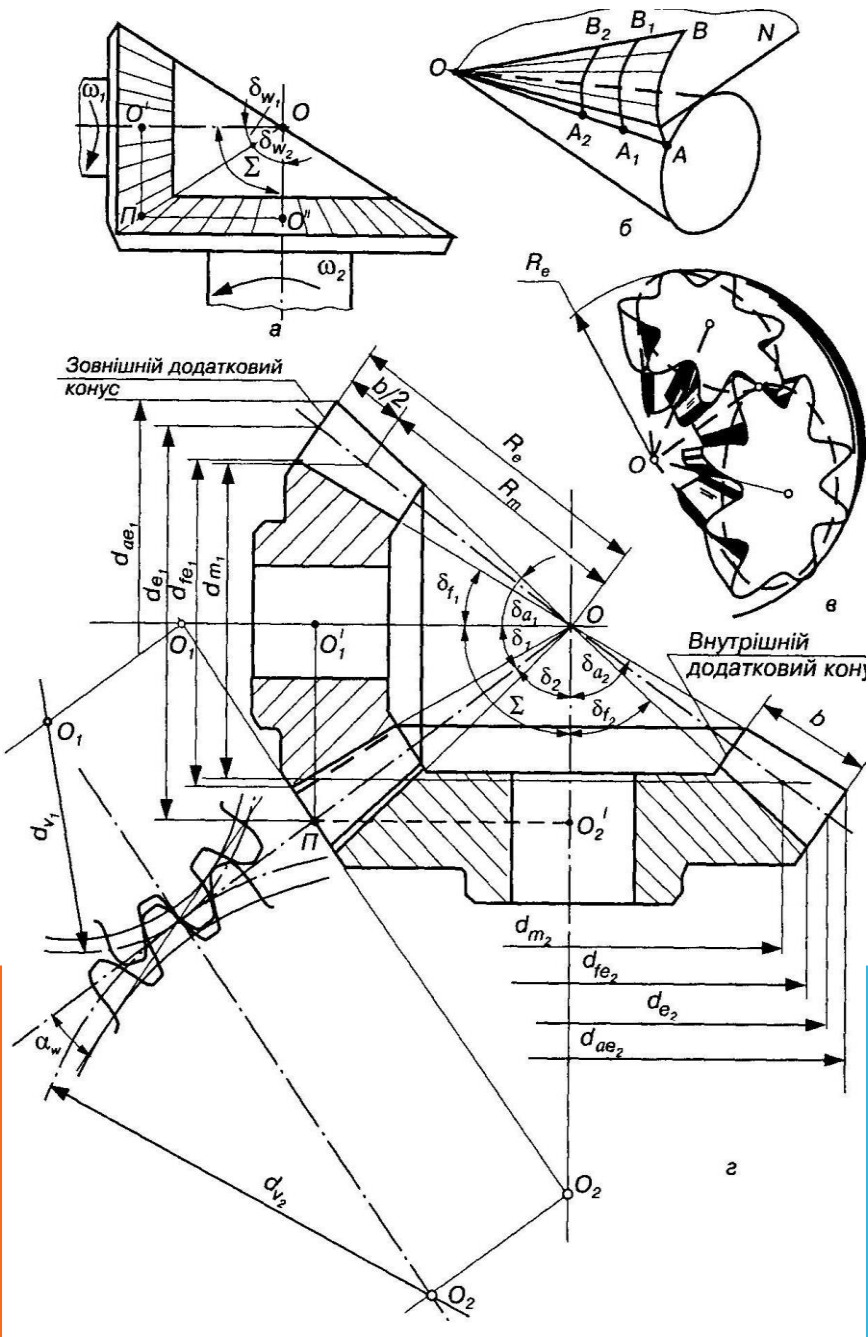


Типи зубчастих передач

- а) прямозуба передача
- б) косозуба передача
- в) шевронна передача
- г) внутрішнє зачеплення
- д) рейкове зачеплення
- е) конічна прямозуба передача
- є) конічна передача з косими (гвинтовими) зубами
- ж) конічна передача з криволінійними зубами
- і) гіпоїдна зубчасті передачі
- ї) гелікоїдна зубчаста передача
- й) черв'ячна передача з циліндричним черв'яком
- к) черв'ячна передача з глобоїдним черв'яком



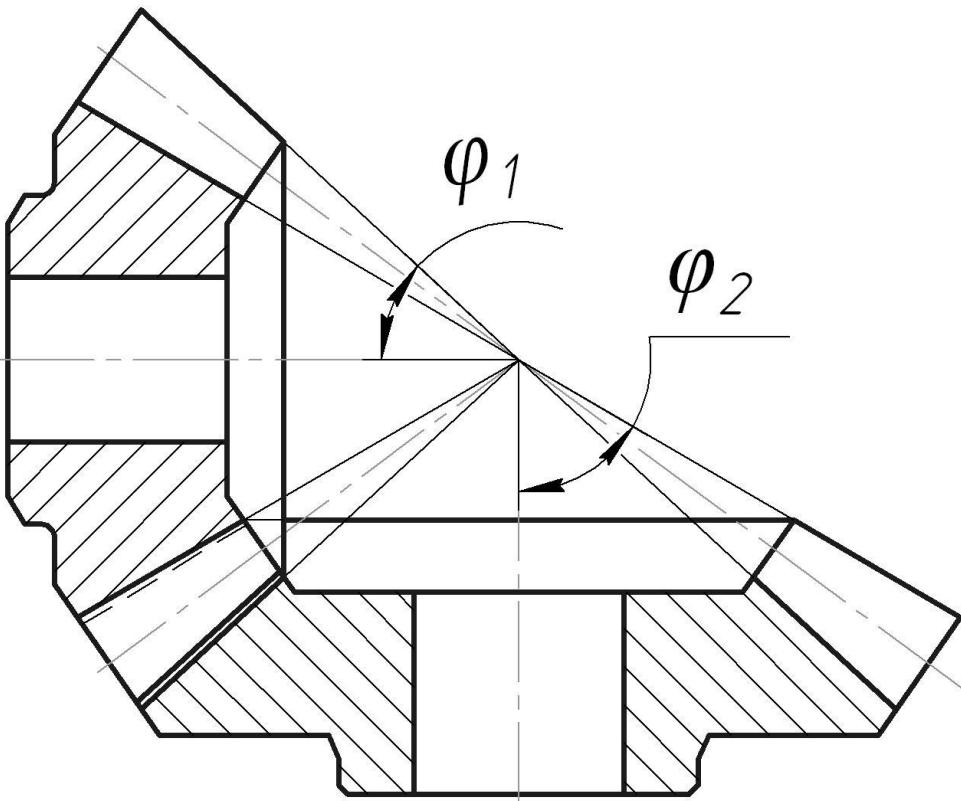
Просторові зубчасті передачі



Конічні зубчасті передачі, як і конічні фрикційні котки, застосовують для передачі обертowego руху між валами, осі яких перетинаються.

Міжосьовий кут Σ визначається з конструктивної необхідності і може змінюватись у межах $10 - 170^\circ$. Найчастіше зустрічаються конічні передачі при перетині осей під кутом 90° . Такі конічні передачі називають ортогональними.

При розрахунку геометричних параметрів використовують зовнішній окружний модуль або коловий модуль, який є стандартизований і через це значення визначається зовнішнє ділильне коло

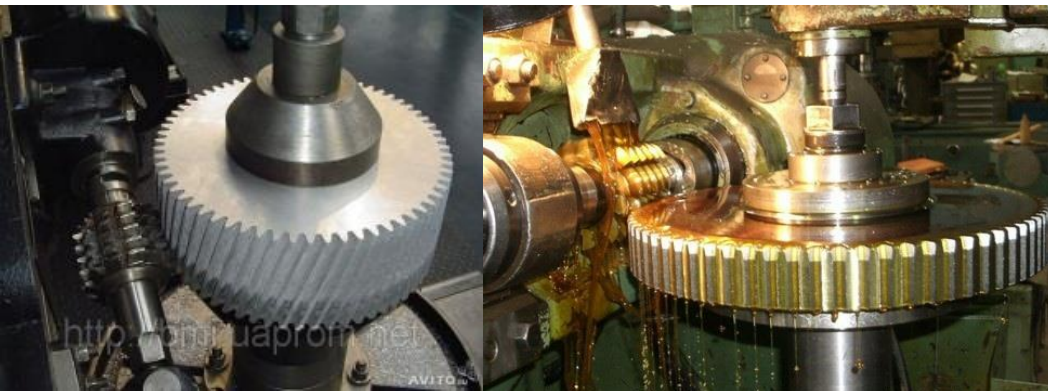


Інші параметри розраховуються аналогічно до прямозубих коліс.

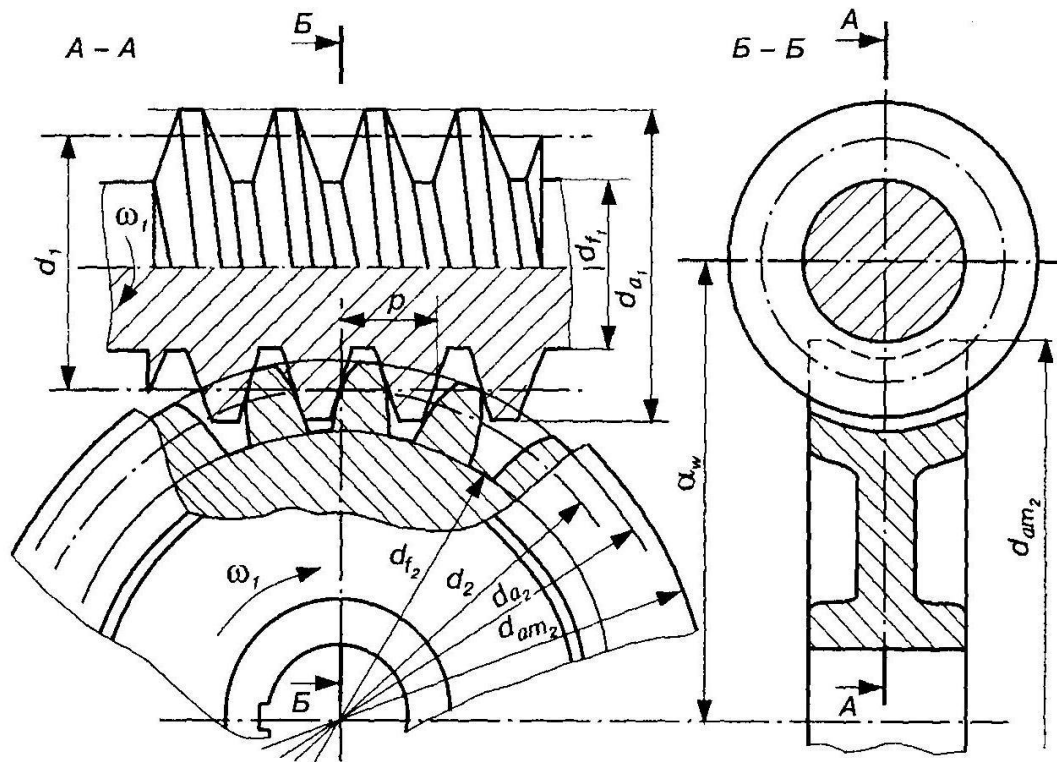
Крім того при розрахунку конічних передач на міцність використовують так звані еквівалентні циліндричні колеса, число зубів яких визначають за наступними формулами:

$$z_{e1} = z_1 / \cos \varphi_1 ;$$

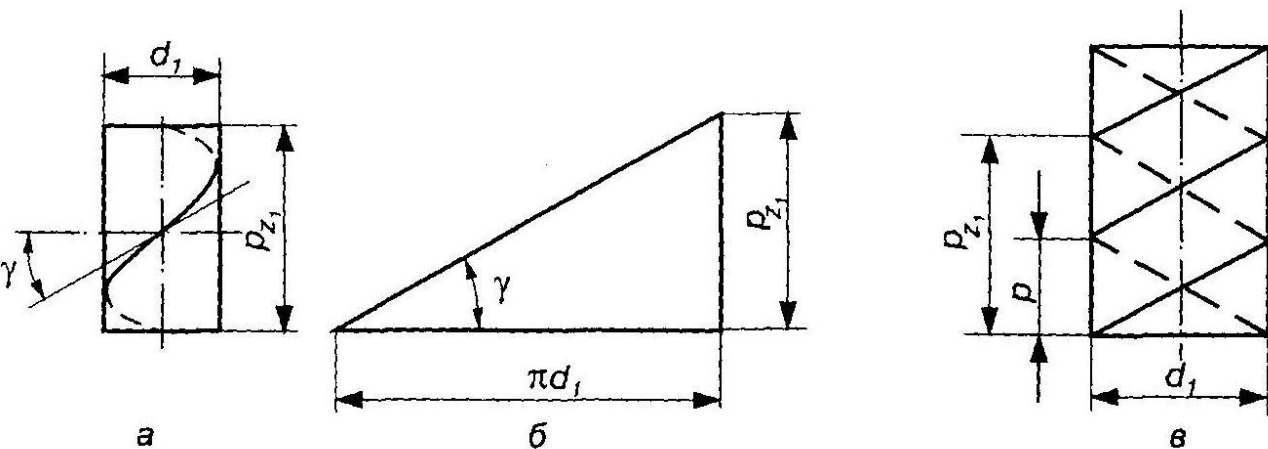
$$z_{e2} = z_2 / \cos \varphi_2 ;$$



Черв'ячні зубчасті передачі



Застосовуються для передачі руху між осями, що схрещуються. Якщо на одному з гвинтових коліс передачі зробити зуби під великим кутом, одержимо так званий **черв'як**, а на другому (під малим кутом) – **черв'ячне колесо**. Черв'яки розрізняють за числом заходів 1, 2, 3 -х заходні



Параметри черв'яка

Діаметр ділительного колеса черв'яка:

$$d_1 = q \cdot m$$

Кут підйому гвинтової лінії:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_{z1}}{\pi d_1}$$

Параметри черв'ячного колеса

Діаметр ділительного колеса черв'ячного колеса:

$$d_2 = m \cdot z_2$$

Діаметр кола вершин зубів:

$$d_{a2} = m(z_2 + 2x + 2h_a^*)$$

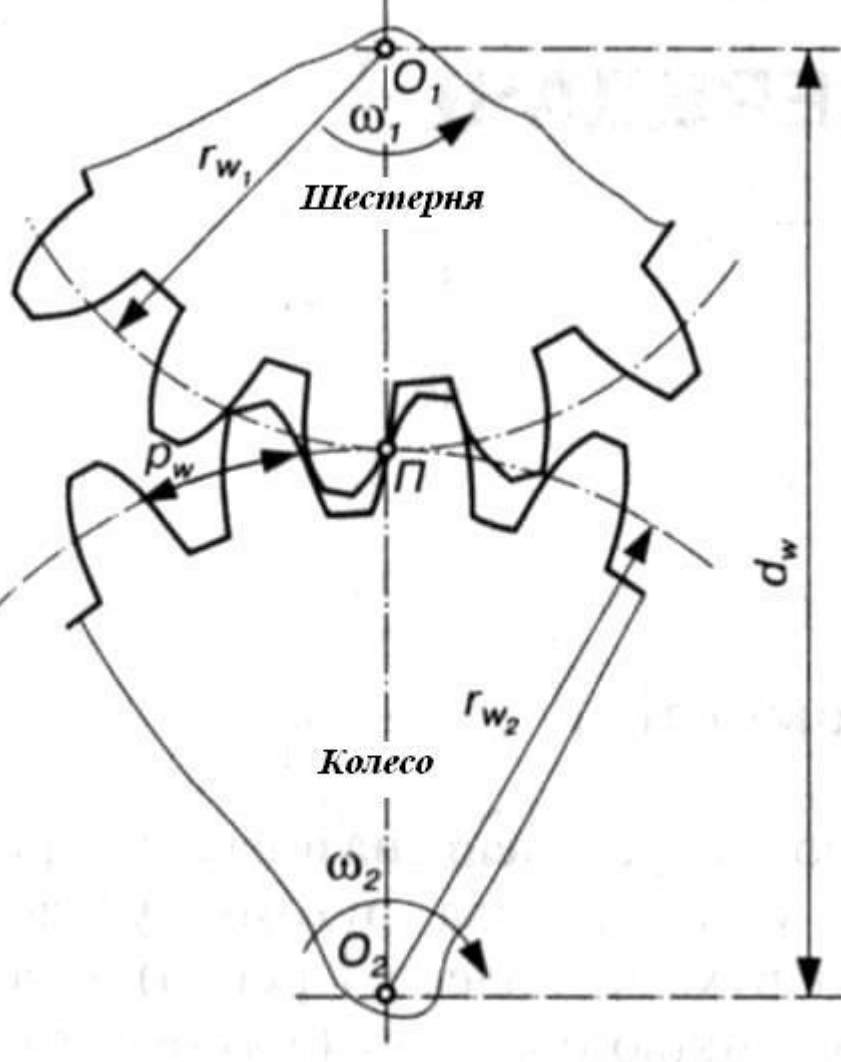
Діаметр кола западин:

$$d_{f2} = m(z_2 + 2x - 2h_a^* - 2c^*)$$

Міжосьова відстань черв'ячної передачі:

$$a_w = \frac{d_{w1}}{2} + \frac{d_{w2}}{2} = m\left(\frac{q + z_2}{2}\right) + x$$

3. ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ, ПЕРЕДАТОЧНЕ ЧИСЛО



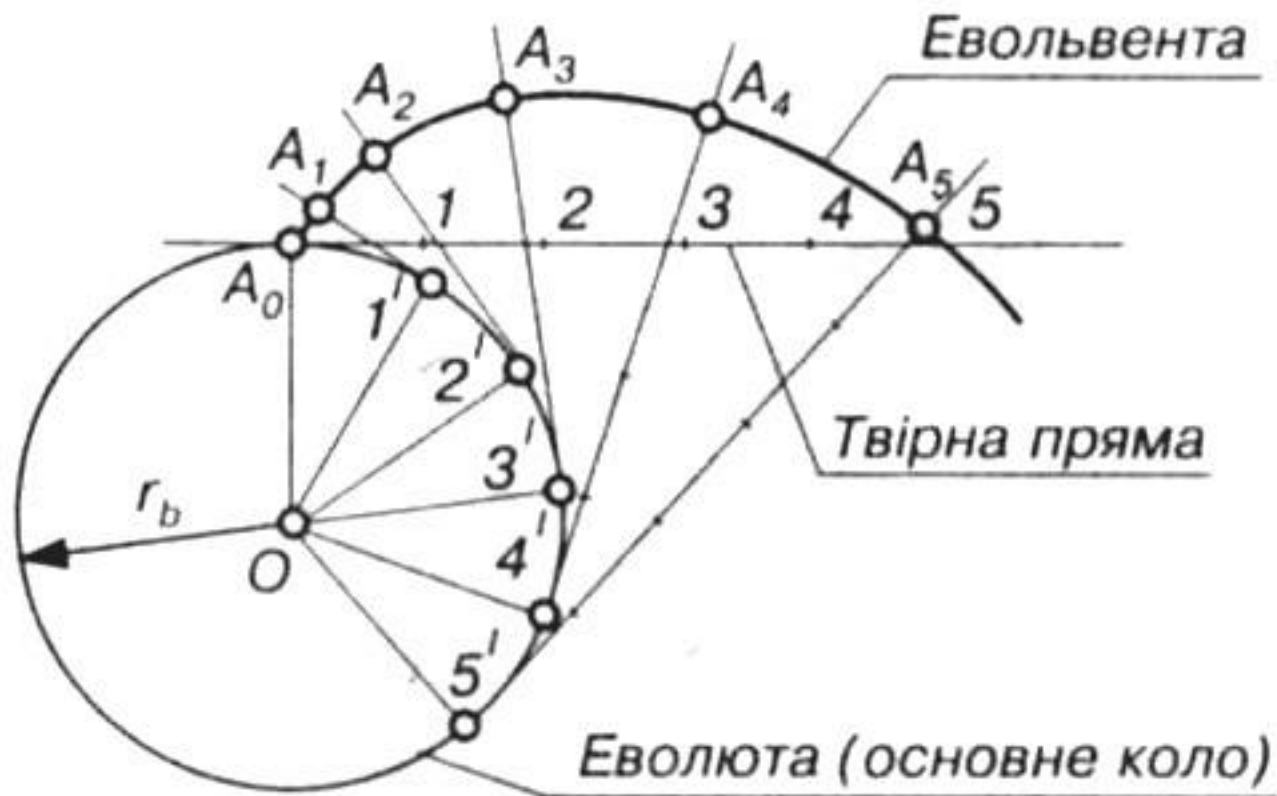
Зубчастою передачею називають триланковий механізм, у якому два рухомі зубчасті колеса (або рухоме колесо і рейка) утворюють із нерухомою ланкою обертову (або обертову і поступальну) пару, а між собою – вищу пару

Зубчасте колесо передачі з меншим числом зубів (при їх рівності – вхідне зубчасте колесо) називають **шестернею**, друге зубчасте колесо передачі – **колесом**.

Основною кінематичною характеристикою передач обертового руху є **передаточне відношення**

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\text{Кутова швидкість ведучого колеса}}{\text{Кутова швидкість веденого колеса}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

4.ЕВОЛЬВЕНТА КОЛА, ЇЇ ВЛАСТИВОСТІ І РІВНЯННЯ



Плоскою евольвентою кола називають траєкторію будь-якої точки прямої лінії, яка перекочується без ковзання по колу радіуса r_b ; таке коло називають еволютою, або основним колом, а пряму – твірною прямою.



Основні властивості евольвенти

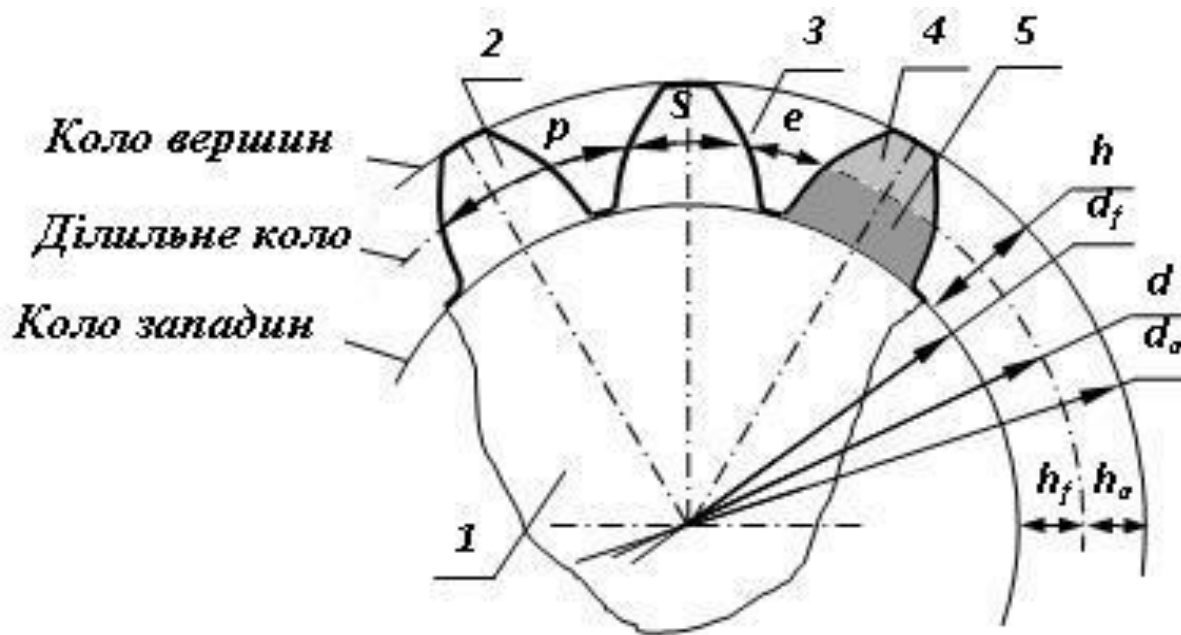
1. Твірна пряма завжди нормальна до евольвенти.
2. Евольвента є кривою без перегинів, що дуже важливо при виготовленні різального інструмента.
3. Форма евольвенти залежить тільки від радіуса основного кола
4. Евольвента починається на основному колі і завжди розташована за його межами.
5. Радіус кривизни на початку евольвенти (на основному колі) дорівнює нулю
6. Дві евольвенти одного основного кола є еквідистантними (рівновіддаленими) кривими

$$\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha;$$

θ – інволюта (евольвентний кут)

α – кут профілю, визначає положення точки на евольвенті

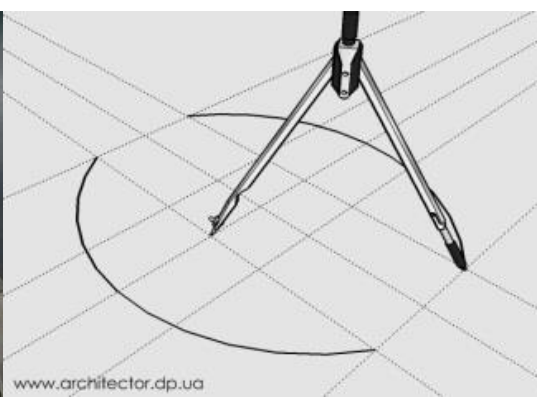
5. ЕЛЕМЕНТИ ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАСТОГО КОЛЕСА. ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ



Коло вершин
Ділильне коло
Коло западин

z – число зубів
 p – (крок) відстань між
 однойменними точками
 профілів двох сусідніх зубів,
 виміряна по ділильному колу
 e – ширина западини
 s – товщина зуба
 $p = s + e$
 h – повна висота зуба
 d – діаметр ділильний
 d_a – діаметр кола вершин
 d_f – діаметр кола западин

d_b - діаметр основного кола
 h_a - висота головки зуба
 h_f - висота ніжки зуба



Розрахунок геометричних параметрів зубчастого колеса

Назва параметра	Позначення та формула
Діаметр (мм): ділильного кола	$d = mz$
кола вершин	$d_a = m(z + 2)$
кола западин	$d_f = m(z - 2,5)$
кола основного	$d_b = d \cdot \cos \alpha$
Крок (мм) по ділильному колу	$p = \pi m$
по основному колу	$p_b = \pi m \cdot \cos \alpha$
Товщина (мм) зуба по ділильному колу	$S = 0,5 \cdot \pi \cdot m$
Ширина (мм) западини по ділильному колу	$e = 0,5 \cdot \pi \cdot m$
Висота (мм): ніжки зуба	$h_f = 1,25 \cdot m$
ГОЛОВКИ зуба	$h_a = m$
зуба	$h = 2,25 \cdot m$

Модуль – це кількість міліметрів діаметра ділильного кола, що припадає на один зуб. Також це відношення кроку до числа π .

m – модуль зубчастого колеса;
 z – кількість зубів.

$$m = \frac{p}{\pi}$$

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра загальнотехнічних дисциплін та охорони праці



**ТЕМА: «ОСНОВНА ТЕОРЕМА ЗАЧЕПЛЕННЯ. МЕТОДИ ВИГОТОВЛЕННЯ
ЗУБЧАСТИХ КОЛІС»**

Лектор : к.т.н. доц. СОЛОНА ОЛЕНА ВАСИЛІВНА

МЕТА: «Ознайомитись із основними принципами конструювання евольвентного зубчастого зачеплення та методами їх виготовлення»

ПЛАН ЛЕКЦІЇ:

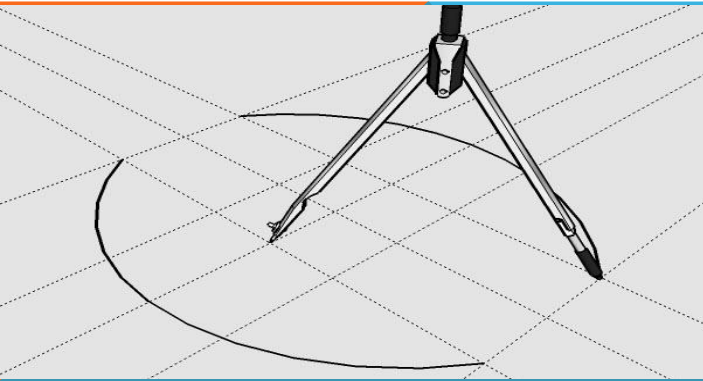
- 1. ОСНОВНА ТЕОРЕМА ЗАЧЕПЛЕННЯ**
- 2. ДЕЯКІ ВІДОМОСТІ ПРО СПОСОБИ НАРІЗАННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС**
- 3. ПОЧАТКОВИЙ (ВИХІДНИЙ) КОНТУР ЗУБЧАСТИХ КОЛІС**

ЛАБОРАТОРНІ РОБОТИ:

№6. Тема: «Моделювання процесу виготовлення зубчастих коліс методом обкочування»

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ:

- 1. 3-й лист (Синтез зубчастого зачеплення)**
- 2. 3-й розділ пояснювальної записки**



СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ:

1. Артоболевський І.І. Теорія механізмів и машин.-М.:Наука, 1988. – 640с
2. Зубчастые передачи: Справочник/ Под ред. Е.Г. Гинзбурга.- Л.: Машиностроение, 1980.-416с.
3. Солоня О.В., Вірник М.М. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування. Навчальний посібник – Вінниця: ПП Балюк І.Б.2012.- 224.
4. Теорія механізмів і машин. Лабораторний практикум: Навчальний посібник / Солоня О.В., Любин В.С. Рекомендовано Вченою радою Вінницького національного аграрного університету, протокол № 3 від 08.11.2013 р. – Вінниця: ВНАУ, 2014. – 140 с.



1. ОСНОВНА ТЕОРЕМА ЗАЧЕПЛЕННЯ

Основні поняття

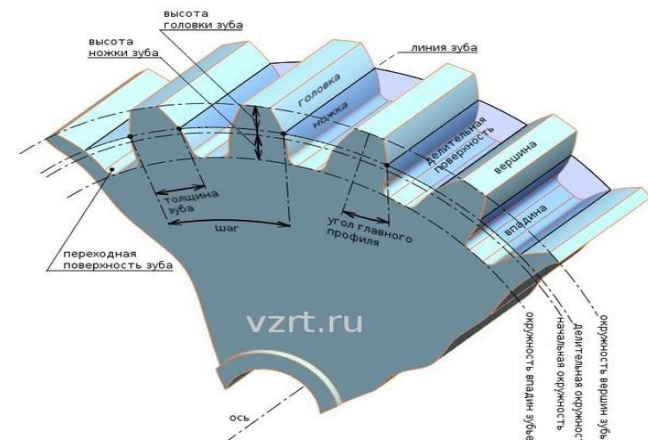
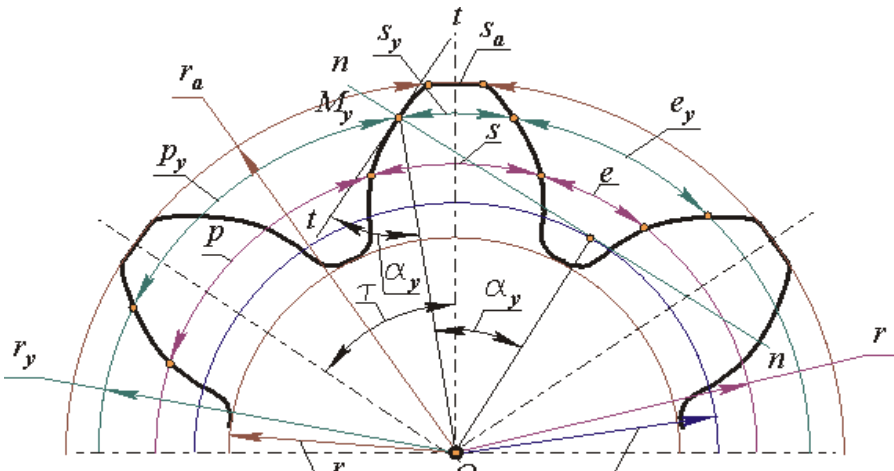
Взаємообвідними називають такі криві, при коченні та ковзанні яких одна по одній точка їх дотику здійснює неперервний рух вздовж кожної кривої або до яких у точці дотику завжди можна провести спільну нормаль.

Поверхні елементів вищої кінематичної пари, що забезпечують передачу заданого закону руху, називають **спряженими**.

Передатна функція:

$$u_{1,2} = \frac{\omega_1(t)}{\omega_2(t)}$$

Передатна функція зубчастих механізмів, як правило, стала і називається **передатним відношенням**: $u_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$.



Доведення теореми зачеплення (Вілліса)

Нехай передача обертового руху між двома осями O_1 , та O_2 (рис. а) з кутовими швидкостями ω_1 та ω_2 здійснюється за допомогою двох взаємообвідних профілів Π_1 та Π_2 , що належать ланкам 1 та 2. Проведемо у точці дотику K кривих Π_1 та Π_2 дотичну $t - t$ та нормаль $p - p$ до цих кривих. Із точок O_1 , та O_2 проведемо до нормалі $p - p$ перпендикуляри O_1N_1 і O_2N_2 .

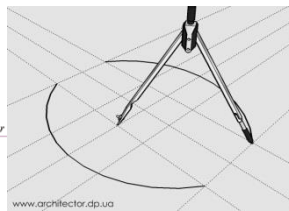
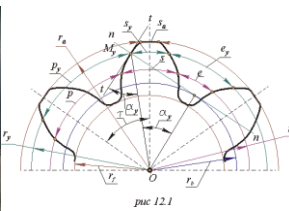
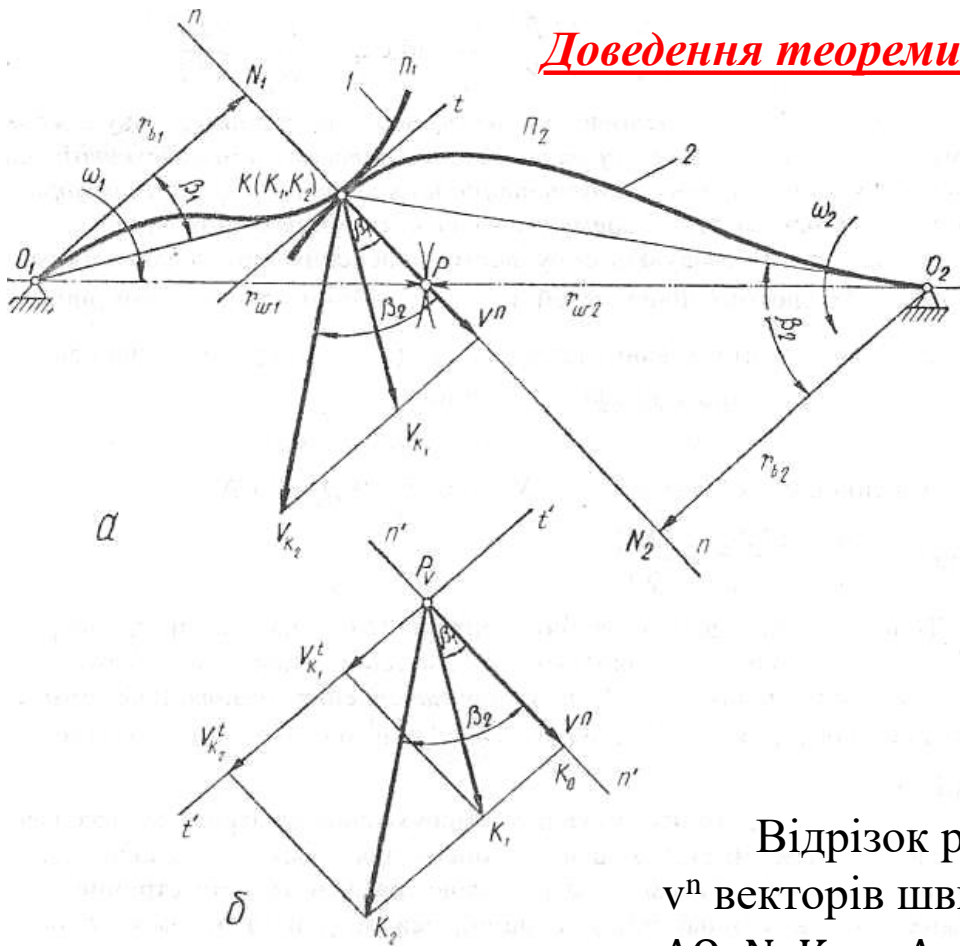
Швидкості v_{K_1} та v_{K_2} точок K_1 та K_2 , що належать ланкам 1 та 2, зв'язані умовою:

$$\overline{v_{K_2}} = \overline{v_{K_1}} + \overline{v_{K_0}}.$$

Відрізок $p_v K_0$ представляє собою нормальну складову v^n векторів швидкостей v_{K_1} і v_{K_2} . З подібності трикутників $\Delta O_1 N_1 K_1$ та $\Delta p_v K_0 K_1$, $\Delta O_2 N_2 K_2$ та $\Delta p_v K_0 K_2$ маємо:

$$\frac{O_1 N_1}{O_1 K_1} = \frac{p_v K_0}{p_v K_1} = \frac{v^n}{v_{K_1}} \quad \text{та} \quad \frac{O_2 N_2}{O_2 K_2} = \frac{p_v K_0}{p_v K_2} = \frac{v^n}{v_{K_2}},$$

$$\text{або} \quad v^n = v_{K_1} \frac{O_1 N_1}{O_1 K_1} = v_{K_2} \frac{O_2 N_2}{O_2 K_2}$$



Постійним дотик профілів буде тільки тоді, коли проекції швидкостей v_{K_1} та v_{K_2} на спільну нормаль $n - n$ до профілів у точці зачеплення K , будуть рівні між собою.

Враховуючи, що $v_{K_1} = \omega_1 O_1 K_1$ та $v_{K_2} = \omega_2 O_2 K_2$, отримуємо:
$$\omega_1 O_1 A = \omega_2 O_2 B.$$

передатна функція (число) i_{12} рівна:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 N_2}{O_1 N_1} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}}.$$

З подібності $\Delta O_1 N_1 P$ та $\Delta O_2 N_2 P$ маємо рівність (**основна теорема зачеплення**):

$$\frac{O_2 N_2}{O_1 N_1} = \frac{O_2 P}{O_1 P} \text{ або } i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 P}{O_1 P}.$$

Формулювання: спільна нормаль у точці дотику елементів вищої пари кочення та ковзання ділить лінію центрів на частини, обернено пропорційні кутовим швидкостям.



Основною вимогою до кривих, якими окреслені профілі зубців, є відповідність профілів основній теоремі зачеплення.

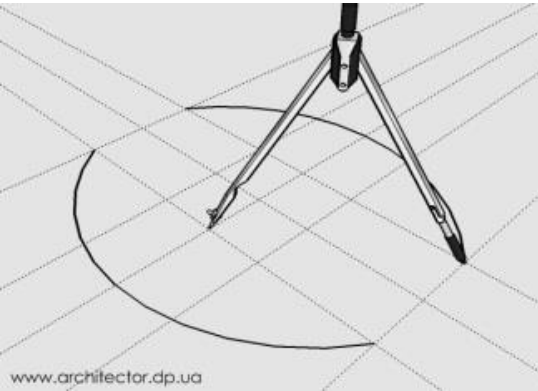
Додаткові вимоги до кривих, якими окреслені профілі зубців:

1. Нескладність виготовлення зубчастих коліс з різним числом зубців;
2. Забезпечення високого коефіцієнту корисної дії передачі;
3. Забезпечення достатньої міцності зубців.

Цим вимогам найбільше відповідає **евольвентне зачеплення** і тому його найбільш широко застосовують у зубчастих передачах загального машинобудування. **(Ейлер Леонард 1707-1783)**

Технологічні та експлуатаційні переваги:

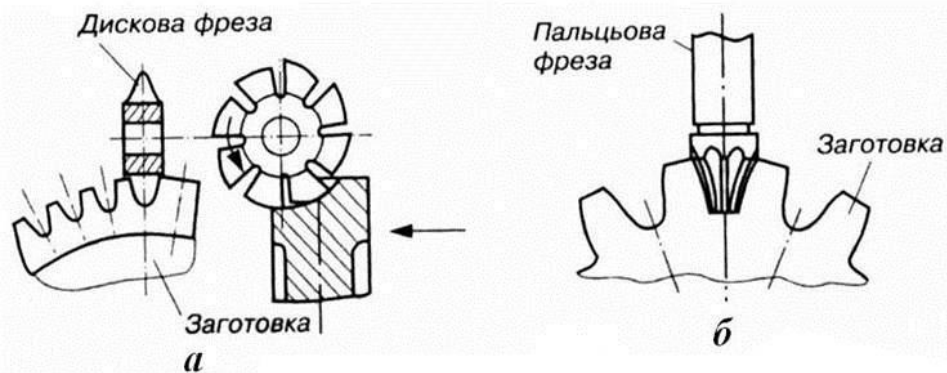
- простота побудови евольвентних профілів зубців;
- виготовлення евольвентних коліс та інструменту для їх нарізання є найбільш простим, зокрема зубці можна нарізати інструментом рейкового типу з прямолінійним профілем;
- допускається, в певних межах, відхилення міжосьової відстані (при неточності виготовлення, монтажу), при цьому зберігається постійним передатне відношення;
- евольвентне зачеплення допускає виправлення (коригування) робочого профілю зубців із метою вибору оптимальних відрізків евольвенти, що забезпечує кращі характеристики передачі.



2. ДЕЯКІ ВІДОМОСТІ ПРО СПОСОБИ НАРІЗАННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

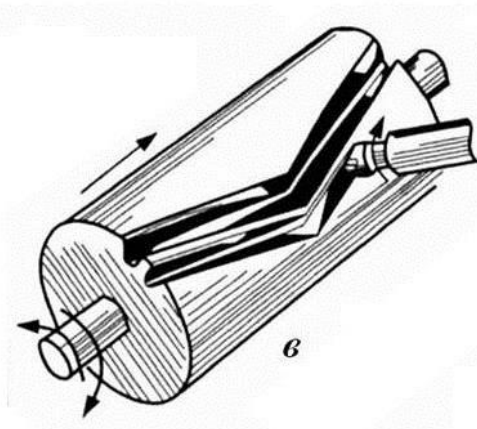
На практиці застосовують два основних методи виготовлення зубчастих коліс:

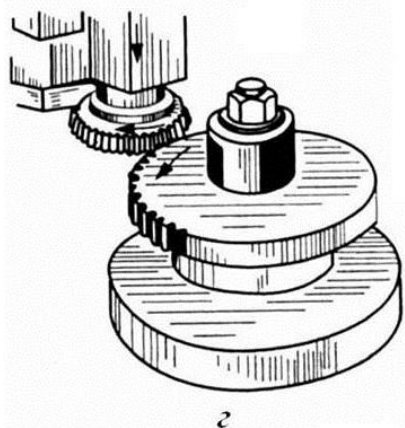
- копіювання;
- обкочування.



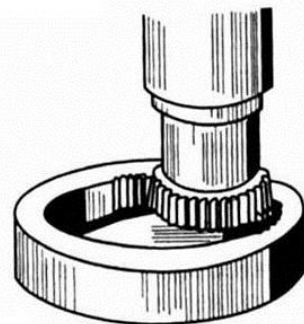
Метод копіювання полягає у тому, що профіль ріжучої частини інструменту повинен збігатися із профілем западин між зубами, які нарізаються, тобто профіль інструмента копіюється на колесі (рис. а, б, в)

Різальні інструменти: модульні фрези, протяжки, стругальні або довбальні різці, шліфувальні круги та ін.

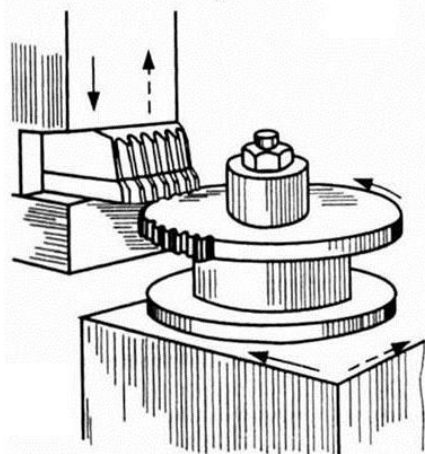




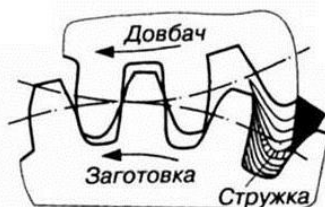
z



d



e



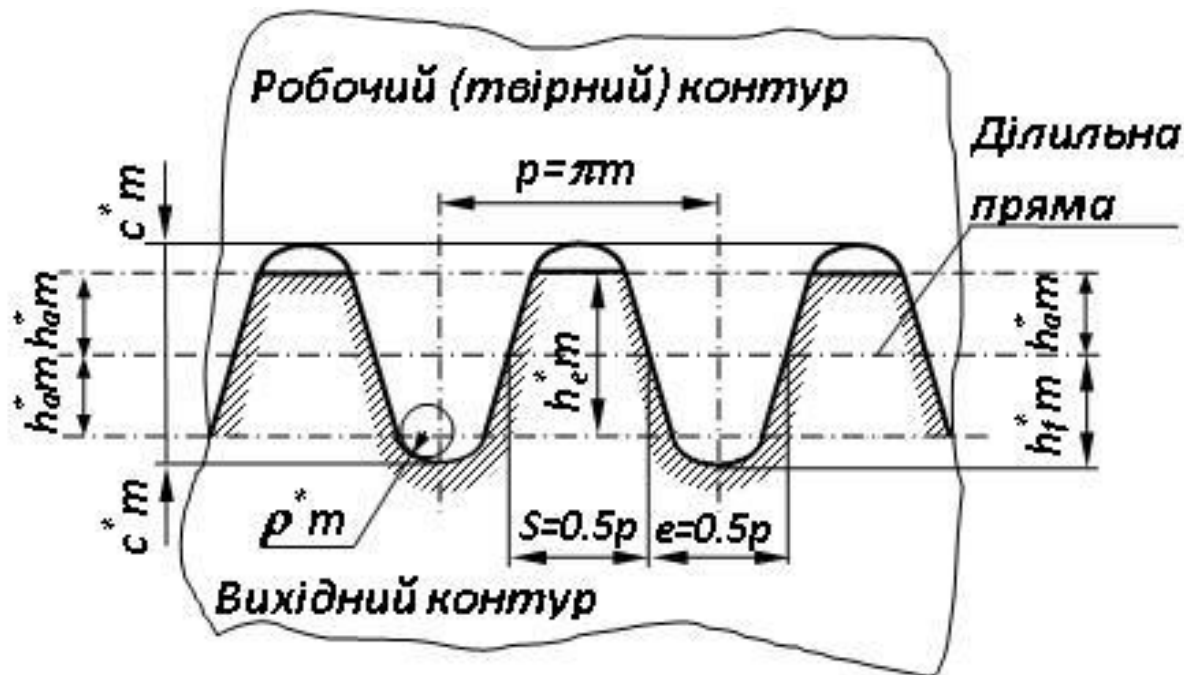
e

Метод обкочування(огинання) полягає у тому, що при нарізанні зубів твірному колесу (інструменту) і колесу (заготовці), що нарізається, надають такого відносного руху, який би мали ці колеса, перебуваючи в зачепленні один з одним. (рис. z, d, e, e)

Різальні інструменти: черв'ячна фреза, довбач, гребінка (інструментальна рейка).



3. ПОЧАТКОВИЙ (ВИХІДНИЙ) КОНТУР ЗУБЧАСТИХ КОЛІС



Для забезпечення сприятливих умов стандартизації виготовлення зубчастих коліс і їх взаємозамінності в передачах за основу стандарту прийнято вихідний контур, який є зубчастою рейкою із симетричними трапецієподібними зубами

Параметри вихідного контуру за СТРЕВ368 – 76 мають такі значення:

кут профілю $\alpha=20^\circ$;

коефіцієнт висоти головки зуба $h_a^* = 1$;

коефіцієнт висоти ніжки зуба $h_f^* = 1.25$;

коефіцієнт радіального зазору в парі вихідних контурів $C^* = 0.25$;

коефіцієнт радіуса кривизни перехідної кривої $\rho_f^* = 0.38$;

коефіцієнт граничної висоти $h_e^* = 2$.

Робочий контур інструментальної рейки окреслюють по западинах вихідного контуру.

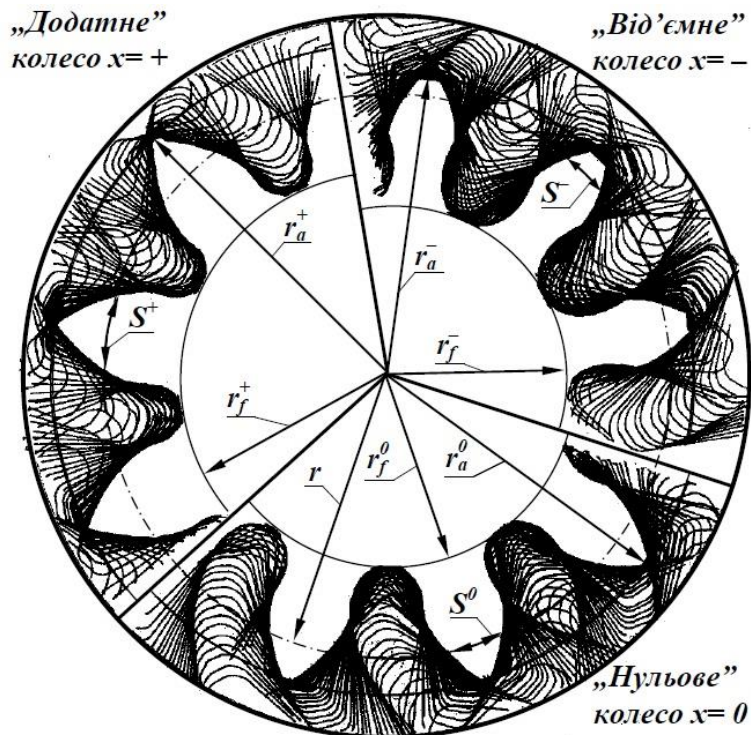
Ділильна пряма (середня лінія) – базова лінія вихідного контуру, на якій товщина зуба дорівнює ширині западини.

Крок (p) – відстань між однойменними профілями сусідніх зубів на ділильній або іншій паралельній їй прямій.

Одним із основних параметрів контуру є модуль (m) :

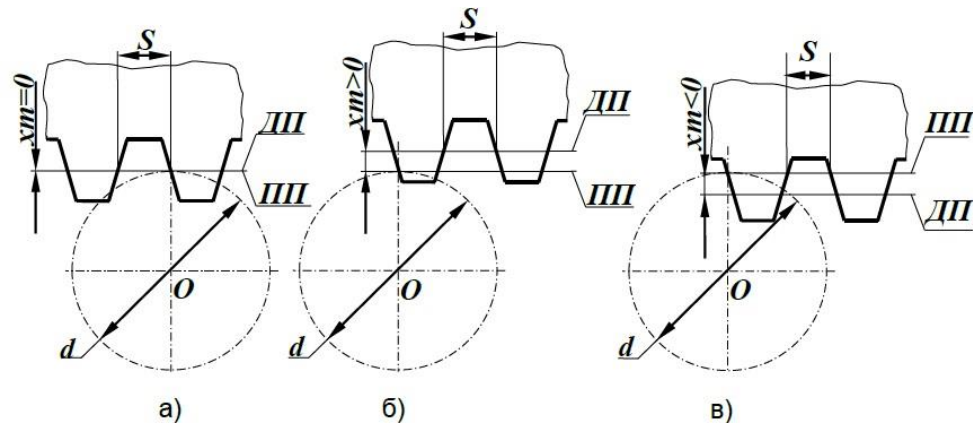
$$m = \frac{p}{\pi},$$

який вимірюється в мм і регламентований ГОСТ 9563-80.



В залежності від розташування робочого контуру інструментальної рейки відносно заготовки, можна нарізати три різних варіанти зубчастих коліс: **нульові, додатні і від’ємні**.



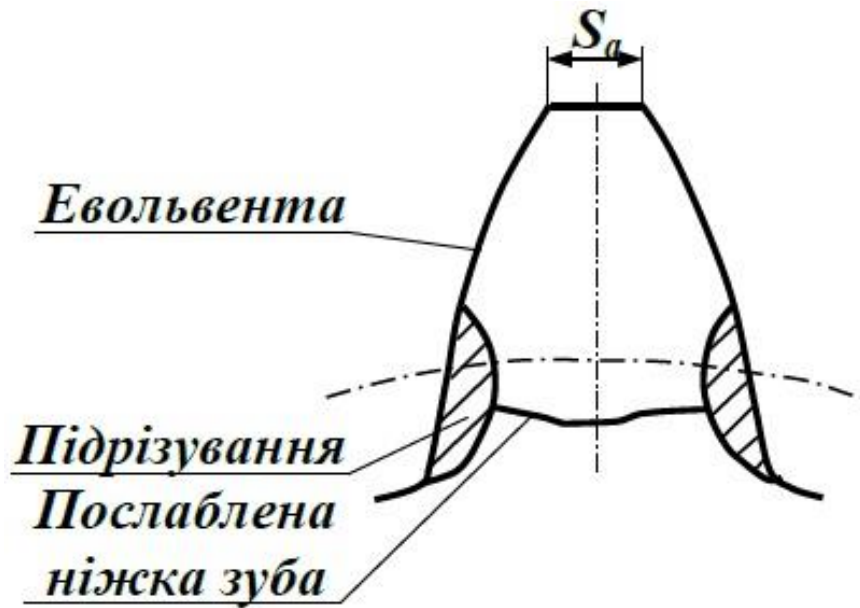


Нульові зубчасті колеса отримують тоді, коли рейка встановлена так, що ділительна пряма (ДП) рейки є дотичною до ділительного кола майбутнього колеса (рис.а), тобто коли відсутнє зміщення між ділительною прямою і ділительним колом.

Зміщення називають **додатним** (рис. б), якщо рейку віддаляють від центра заготовки, тобто коли ділительна пряма і ділительне коло не перетинаються. При такому зміщенні висота ніжки зуба h_f менша, ніж у “нульового”, на величину xm . Ширина зуба по ділительному колу більша, ніж у “нульового” і визначається за формулою: $S = p/2 + 2xm \tan \alpha$. Таке колесо називають колесом з додатним зміщенням або просто **додатним**.

Рейка встановлена так, що ділительна пряма (ДП) перетинає ділительне коло колеса (рис. в), тобто рейка зміщена від номінального положення до центра заготовки. Таке зміщення називають **від’ємним**, а зубчате колесо – з **від’ємним зміщенням** або просто **від’ємним**.

Колеса нарізані зі зміщенням називають ще виправленими або **коригованими**.



Коригування зубчатих коліс виконують з метою:

запобігання підрізування ніжки зуба;
зменшення зношування;
підвищення міцності зуба.

При нарізуванні зубчатих коліс з числом зубів $z < 17$, виникає явище підрізування ніжки зуба, яке полягає в тому, що головка різального інструменту врізається в ніжку зуба колеса, що призводить до зменшення товщини зуба біля ніжки, а отже і його міцності на згин.

Щоб уникнути такого небажаного явища, необхідно змістити рейку від центра заготовки на величину найменшого зміщення:

$$b_{min} = x_{min} \cdot m.$$

Значення мінімального коефіцієнта зміщення визначають за формулою:

$$x_{min} = \frac{17 - z}{17}.$$

де z – число зубів колеса, що виготовляється.

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра загальнотехнічних дисциплін та охорони праці



ТЕМА: «СКЛАДНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ»

Лектор : к.т.н. доц. СОЛОНА ОЛЕНА ВАСИЛІВНА

МЕТА: «Ознайомитись із структурою зубчастих механізмів та методами їх кінематичного аналізу»

ПЛАН ЛЕКЦІЇ:

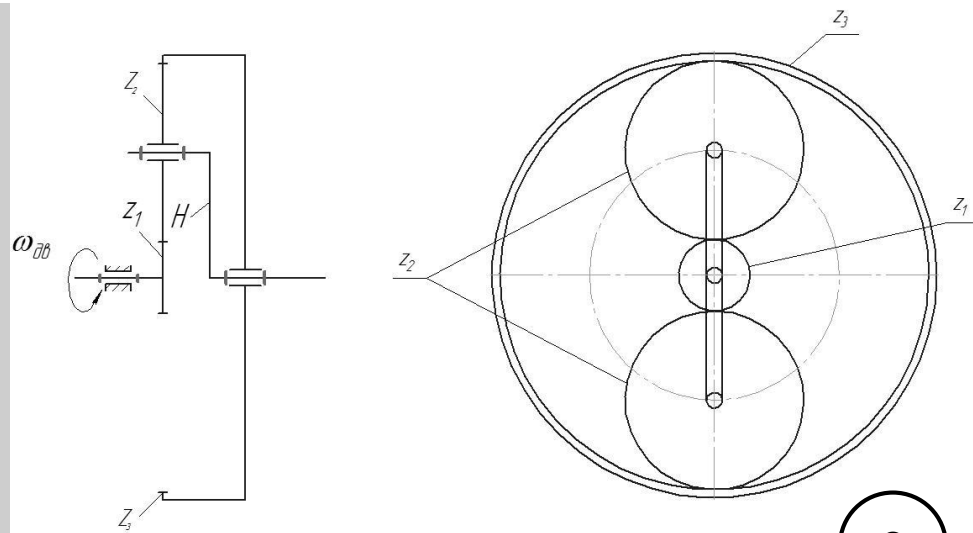
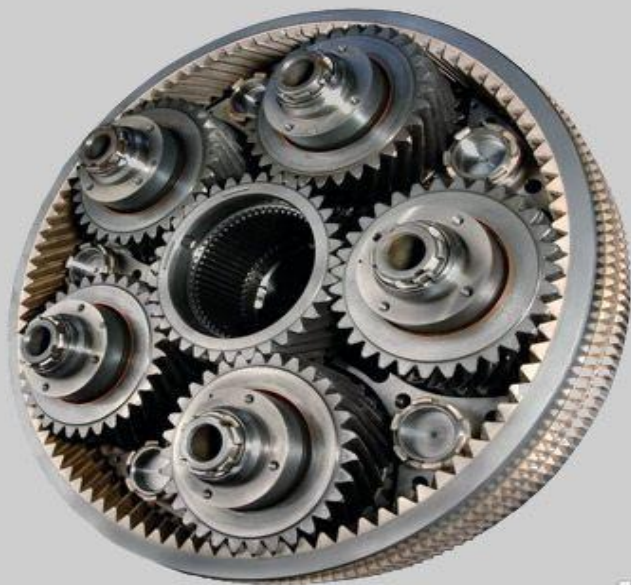
1. СКЛАДНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ З НЕРУХОМИ МИ ОСЯМИ
2. СКЛАДНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ З РУХОМИ МИ ОСЯМИ

ЛАБОРАТОРНІ РОБОТИ:

№7. Тема: «Кінематичний аналіз зубчастих механізмів»

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ:

1. 3-й лист (Синтез зубчастого зачеплення)
2. 3-й розділ пояснювальної записки



СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ:

1. Артоболевський І.І. Теорія механізмів і машин.-М.:Наука, 1988. – 640с
2. Зубчастые передачи: Справочник/ Под ред. Е.Г. Гинзбурга.- Л.: Машиностроение, 1980.-416с.
3. Солоня О.В., Вірник М.М. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування. Навчальний посібник – Вінниця: ПП Балюк І.Б.2012.- 224.
4. Теорія механізмів і машин. Лабораторний практикум: Навчальний посібник / Солоня О.В., Любин В.С. Рекомендовано Вченою радою Вінницького національного аграрного університету, протокол № 3 від 08.11.2013 р. – Вінниця: ВНАУ, 2014. – 140 с.



1. СКЛАДНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ З НЕРУХОМИМИ ОСЯМИ

Складні зубчасті передачі складаються з декількох простих і їх застосовують, коли необхідно отримати передаточне число, яке не може забезпечити проста передача.



Передаточне число простої передачі:

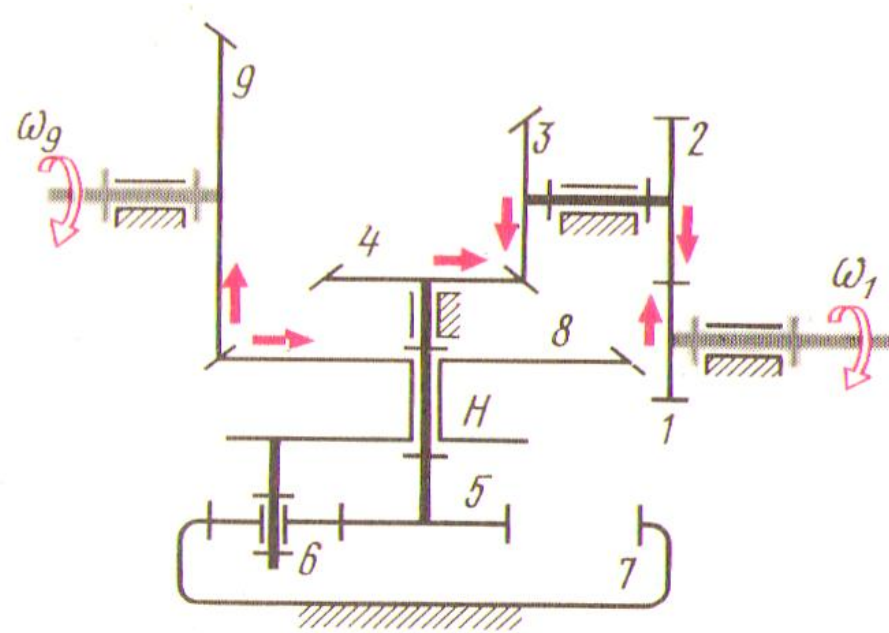
$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}$$

Загальне передаточне відношення багатоланкового механізму дорівнює добутку передаточних відношень окремих механізмів, що входять до його складу:

$$U_{1j} = U_{12} \cdot U_{23} \cdot U_{34} \dots U_{(j-1)j}$$

Складні зубчасті передачі із нерухомими осями, за способом компоновки поділяють дві групи:

- рядні;
- ступінчасті.



Рядні зубчасті механізми представляють собою послідовне з'єднання кількох пар одиничних зубчастих коліс.

При зовнішньому зачепленні передаточне відношення має знак «-», при внутрішньому – «+».

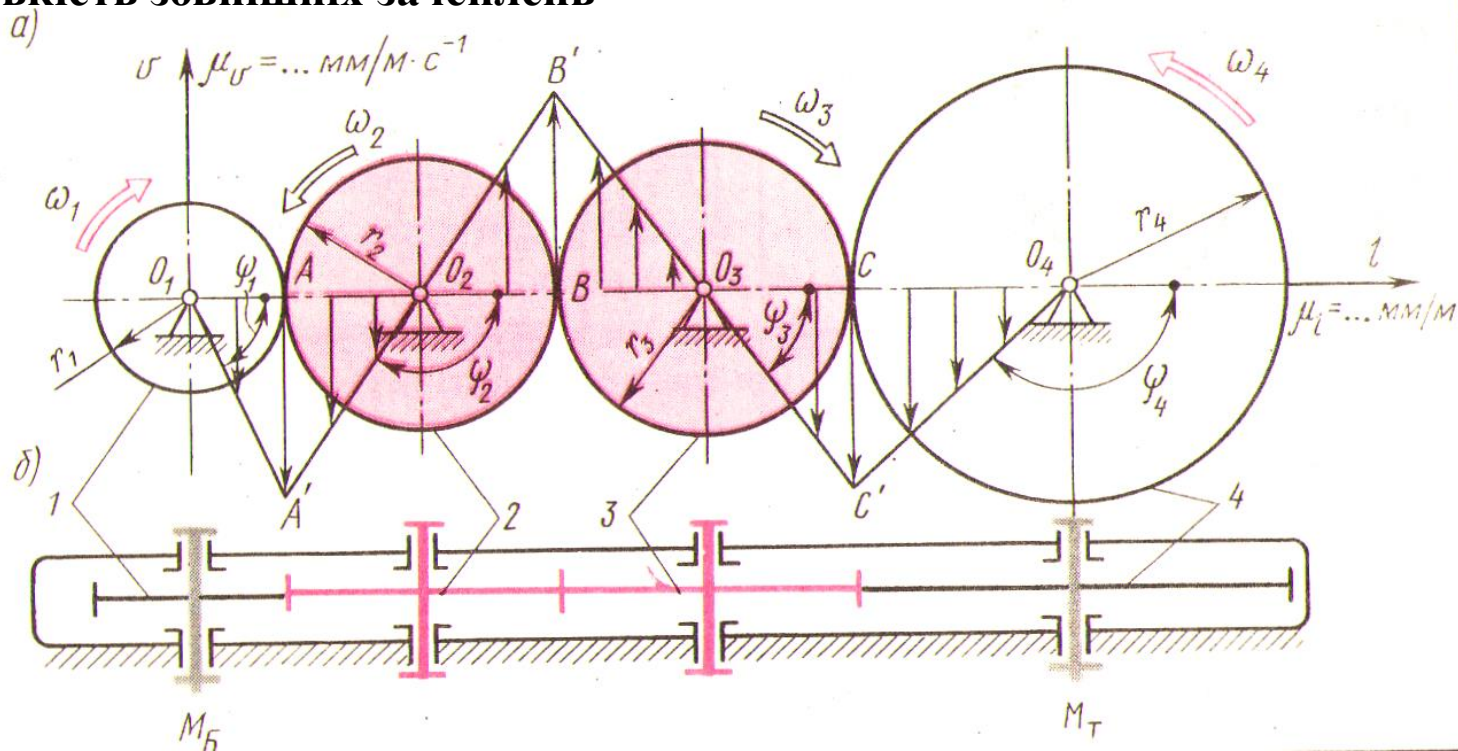
Передаточне відношення механізму:

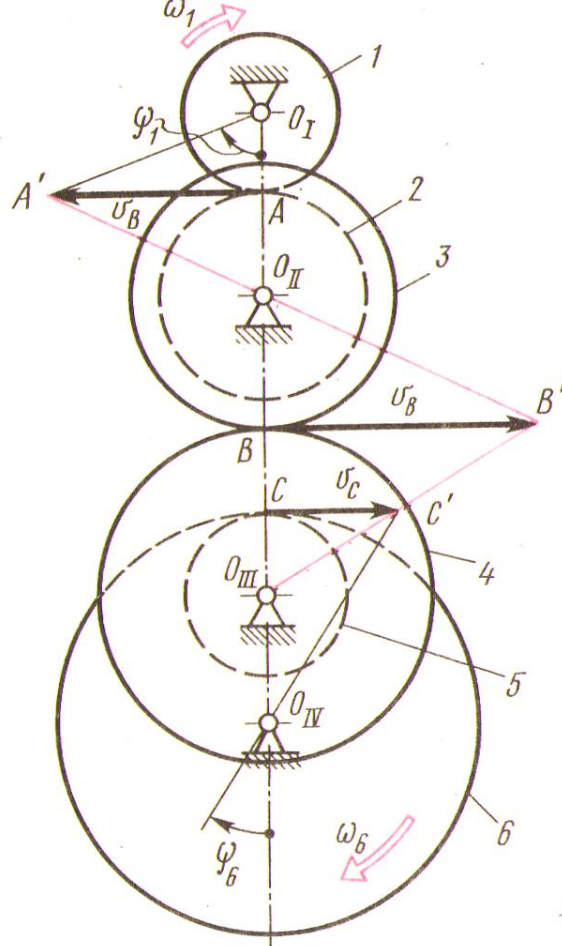
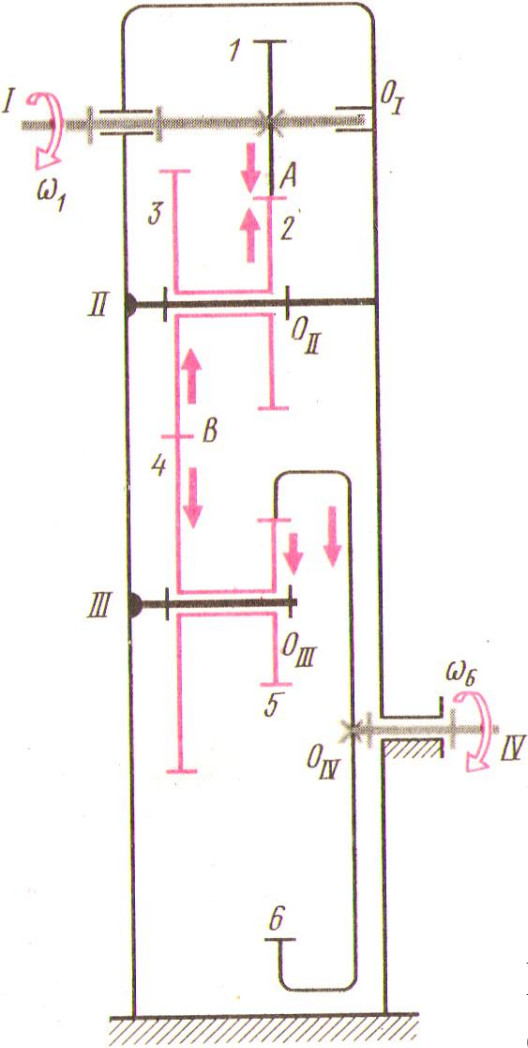
$$U_{14} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(-\frac{z_3}{z_2}\right) \left(-\frac{z_4}{z_3}\right) = -\frac{z_4}{z_1}$$

В загальному випадку передаточне відношення:

$$U_{ij} = \frac{\omega_i}{\omega_j} = (-1)^t \frac{z_j}{z_i}$$

Де t – кількість зовнішніх зачеплень





Ступінчасті зубчасті механізми – це послідовне з'єднання кількох пар блочних коліс (спарені колеса 2 і 3, 4 і 5).

Передаточне відношення механізму:

$$U_{16} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(-\frac{z_4}{z_3}\right) \left(+\frac{z_5}{z_6}\right)$$

В загальному випадку передаточне відношення ступінчастого механізму:

$$U_{16} = (-1)^t \frac{z_2 z_4 z_6 \dots z_i}{z_1 z_3 z_5 \dots z_{(j-1)}}$$

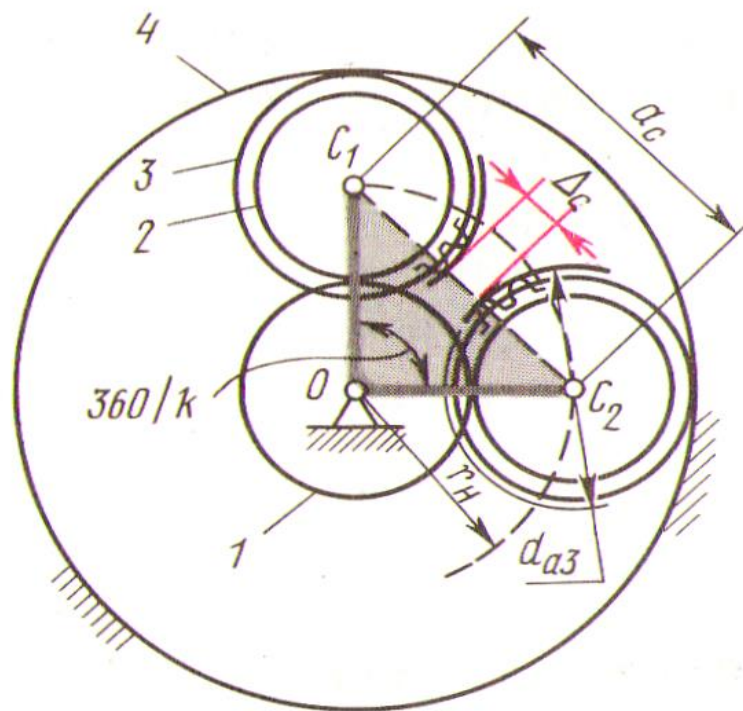
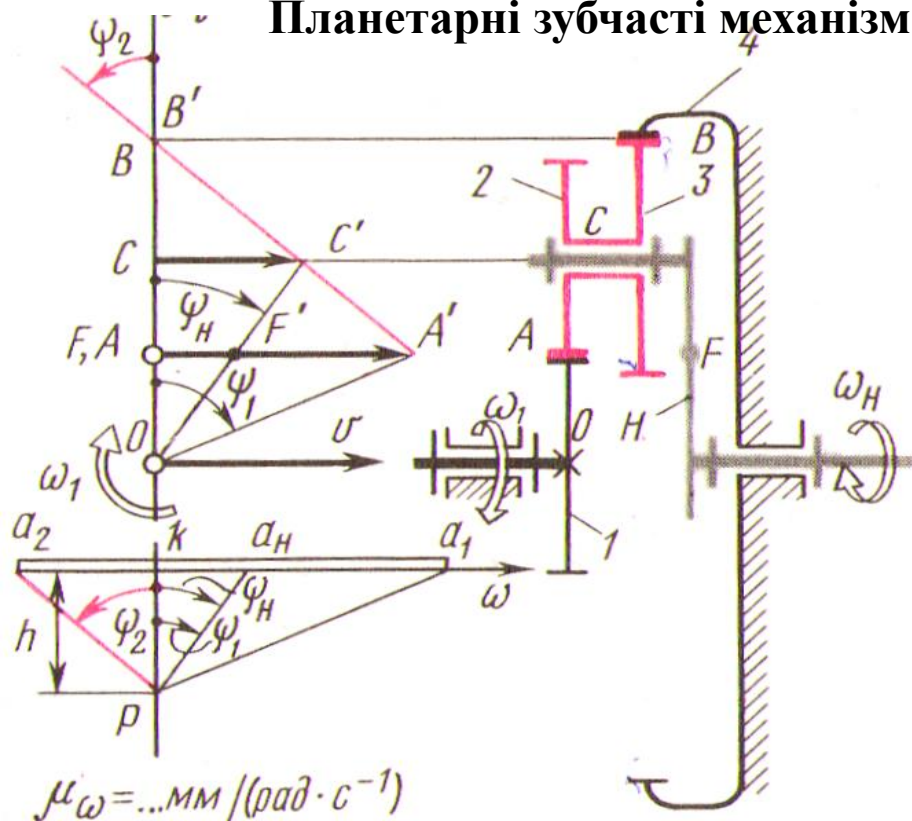
2. СКЛАДНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ З НЕРУХОМИМИ ОСЯМИ

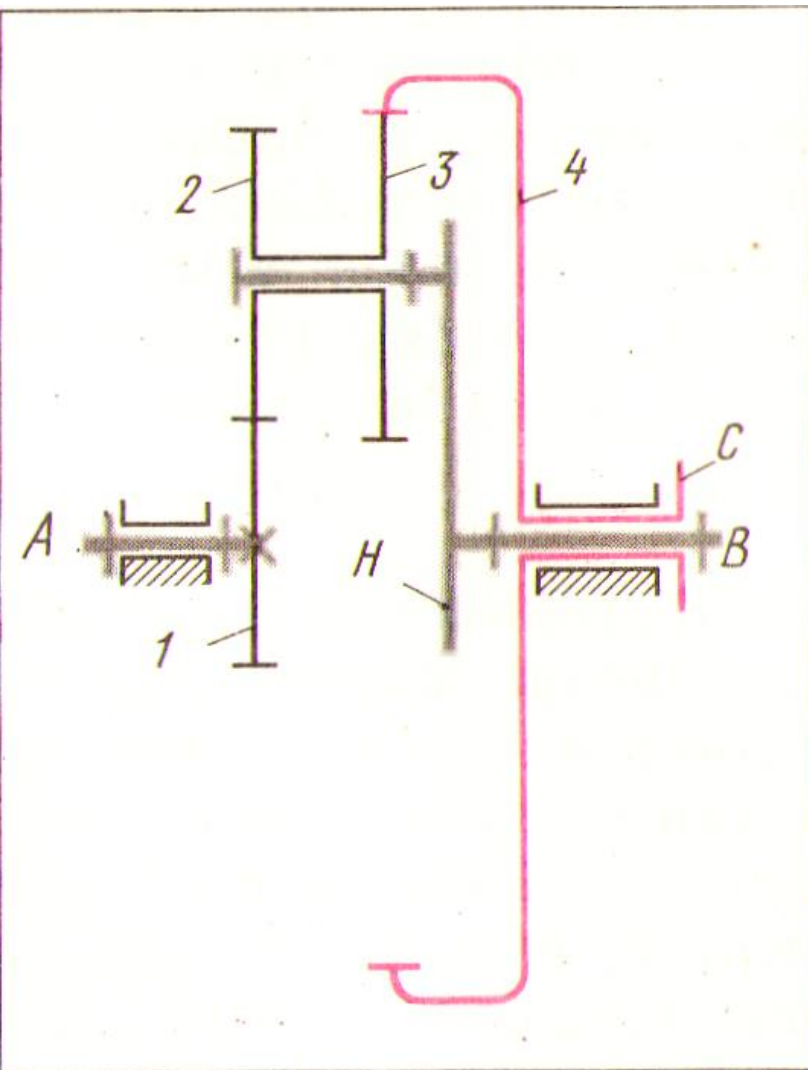
Багатоланкові зубчасті механізми, до складу яких входять колеса з рухомими геометричними осями (**сателіти**) називаються **планетарними**.

Рухома ланка, в якій розміщені осі сателітів називається **водилом**. Колесо, яке обертається навколо нерухомої осі, і по якому обкочуються сателіти називається **центральною(сонячним)**. Нерухоме центральне колесо називається **опорним(коронним)**.

Передаточне відношення планетарного механізму: $u_{1H}^{(4)} = 1 - u_{14}^{(H)}$

Планетарні зубчасті механізми мають 1 ступінь вільності $W=1$





Диференціальний зубчастий механізм не має нерухомих зубчастих коліс, ступінь його рухомості $W=2$ і більше. W механізму показує, скільком ланкам диференціала необхідно надати незалежні рухи, щоб отримати визначеність рухів інших ланок.

Для визначення кутових швидкостей і переміщень використовують формулу:

$$\frac{\varphi_1 - \varphi_H}{\varphi_i - \varphi_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_i - \omega_H} = U_{1i}^{(H)}$$



ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра загальнотехнічних дисциплін та охорони праці



ТЕМА: «СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ»

Лектор : к.т.н. доц. СОЛОНА ОЛЕНА ВАСИЛІВНА

МЕТА: «Ознайомитись з будовою та методами синтезу і кінематичного аналізу кулачкових механізмів»

ПЛАН ЛЕКЦІЇ:

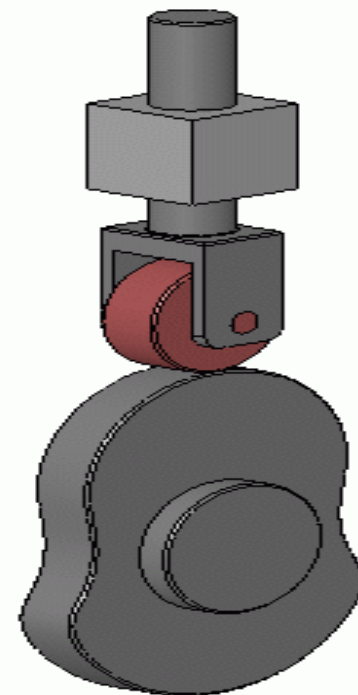
- 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ. ВИДИ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ**
- 2. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМІВ**
- 3. ЗАКОН РУХУ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ**
- 4. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ**
- 5. ПОБУДОВА ПРОФІЛЮ КУЛАЧКА**

ЛАБОРАТОРНІ РОБОТИ:

№8. Тема: «Дослідження кінематики та синтез кулачкового механізму»

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ:

- 1. 4-й лист (Синтез кулачкового механізму)**
- 2. 4-й розділ пояснювальної записки**

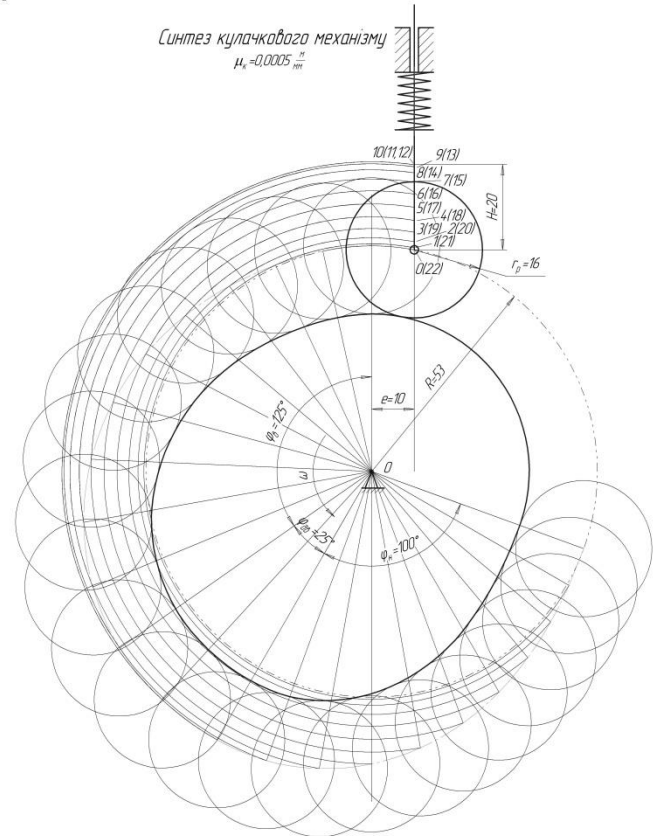
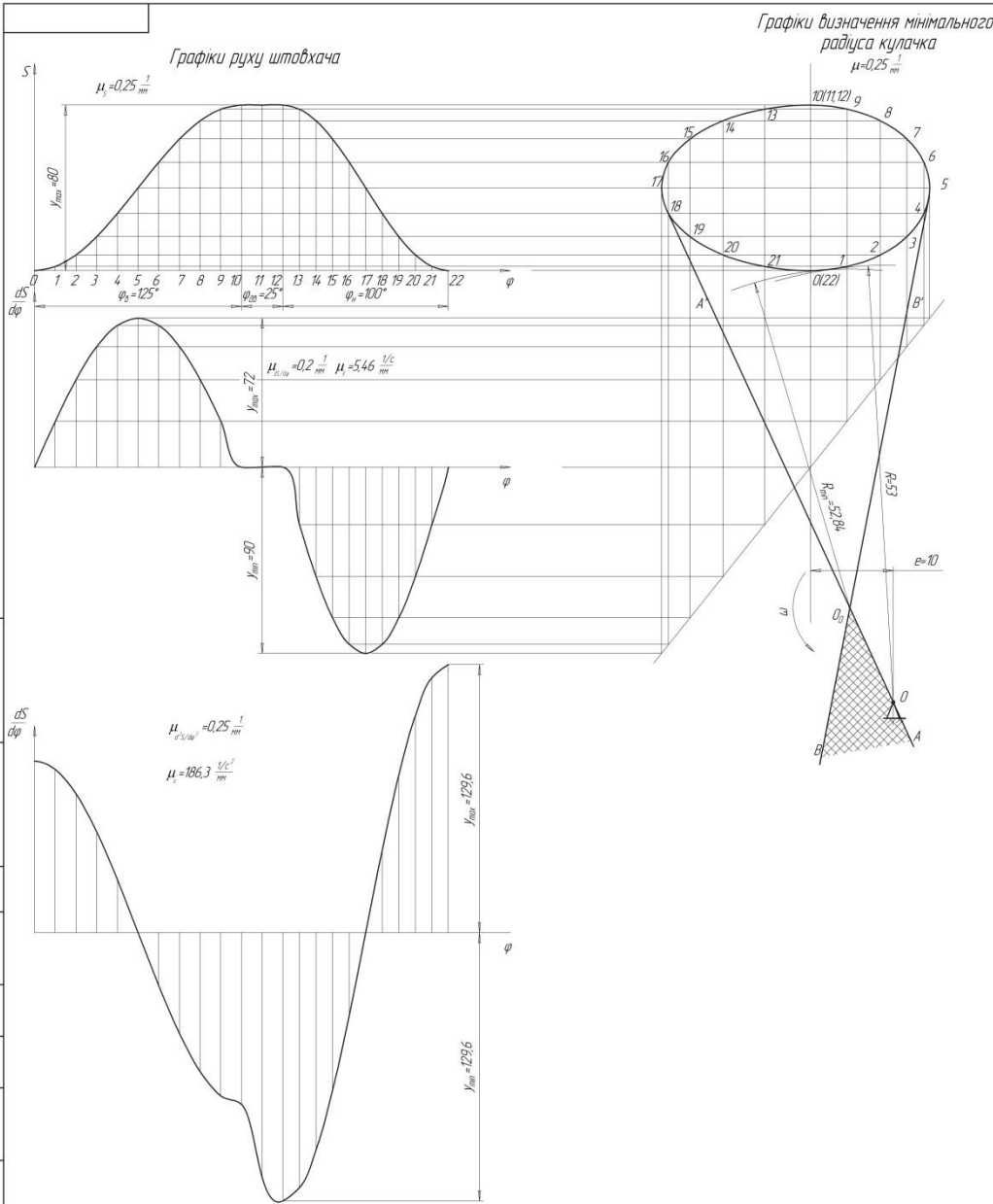


СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ:

1. Артоболевський І.І. Теорія механізмів и машин.-М.:Наука, 1988. – 640с
2. Мохнаток А.І. Синтез кулачкових механізмів на ЕОМ: Навч. посібник. – К.: НМК ВО, 1992. – 188с.
3. Солоня О.В., Вірник М.М. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування. Навчальний посібник – Вінниця: ПП Балюк І.Б.2012.- 224.
4. Теорія механізмів і машин. Лабораторний практикум: Навчальний посібник / Солоня О.В., Любин В.С. Рекомендовано Вченою радою Вінницького національного аграрного університету, протокол № 3 від 08.11.2013 р. – Вінниця: ВНАУ, 2014. – 140 с.



Кулачковий механізм з штанговим роликовим штовхачем



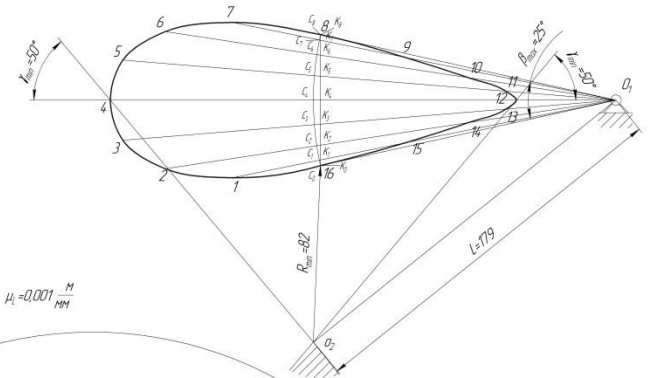
Лист № 1
 Дата: 10.10.2023
 Стр. 1 з 1

№ п/п	Назва	№ докум.	Лист	Всього	Дата	Лист	Всього
1	Рисунки						
2	Текст						
3	Калькуляція						
4	Нормальні листи						
5	Інше						

Корисність: _____
 Формат: А1

Кулачковий механізм з коромисловим штовхачем

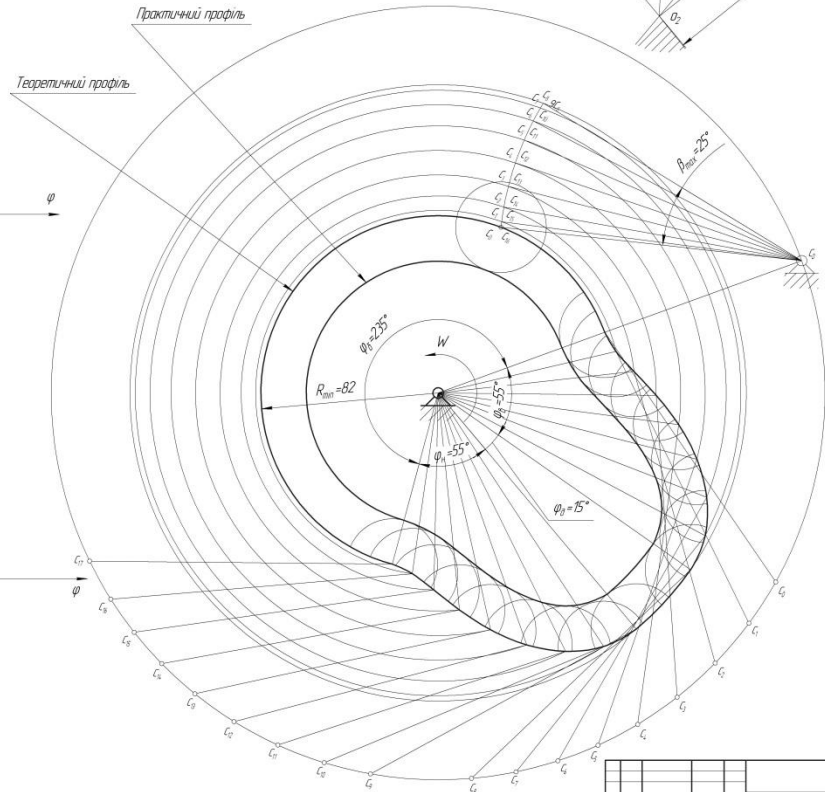
Визначення мінімального радіусу кулачка $\mu_c = 0,001 \frac{м}{мм}$



Профіль кулачка $\mu_c = 0,001 \frac{м}{мм}$

Практичний профіль

Теоретичний профіль

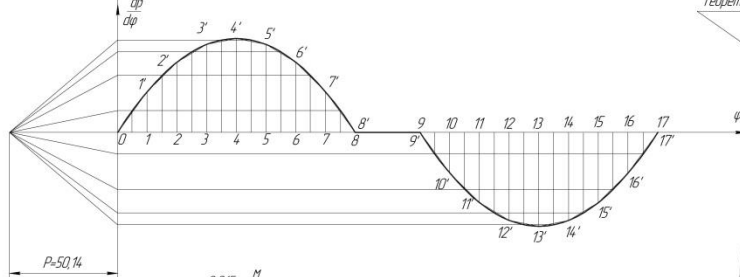


Графіки руху коромисла

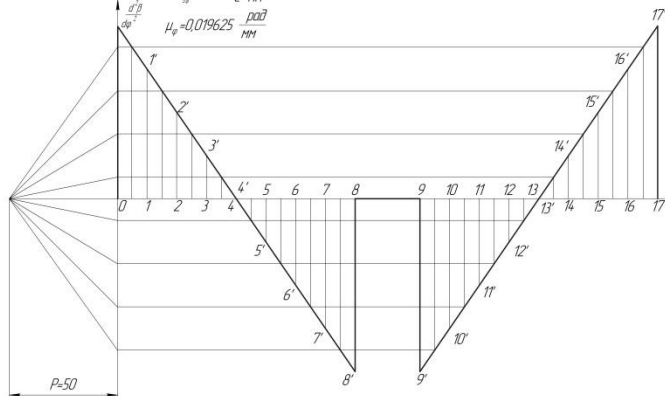
$\mu_\beta = 0,0068 \frac{рад}{мм}$ $\mu_\psi = 0,0087 \frac{рад}{мм}$



$\mu_\beta = 0,0156 \frac{м}{с \cdot мм}$
 $\mu_\psi = 0,087 \frac{рад}{мм}$



$\mu_\beta = 0,015 \frac{м}{с \cdot мм}$
 $\mu_\psi = 0,019625 \frac{рад}{мм}$



Лист 1 з 1

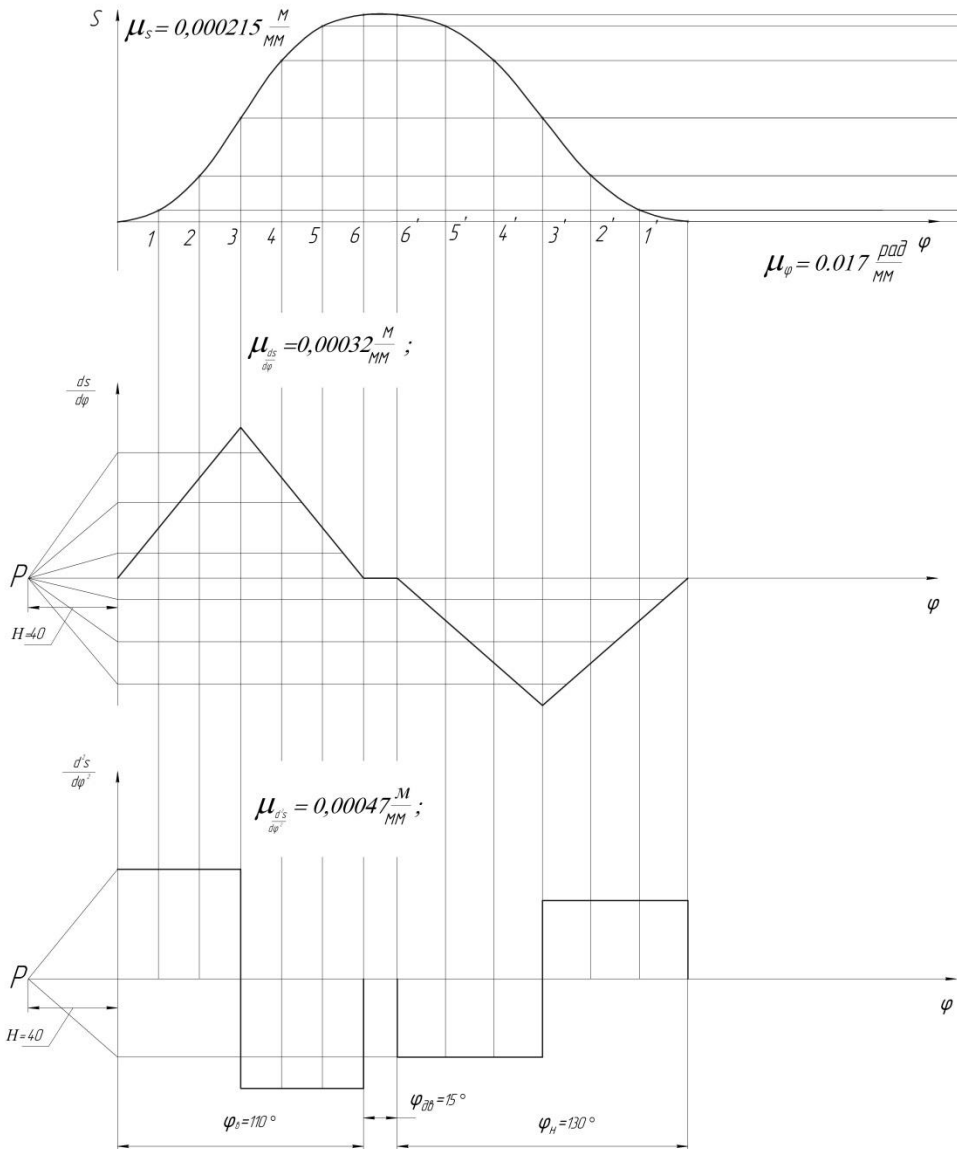
Лист 1 з 1

Лист	№ документа	Лист	Дата
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			

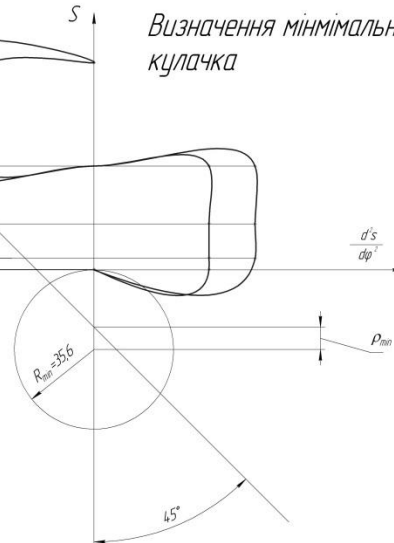
Лист	№ документа	Лист	Дата
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			

Кулачковий механізм з штанговим плоским штовхачем

Графіки руху плоского штовхача

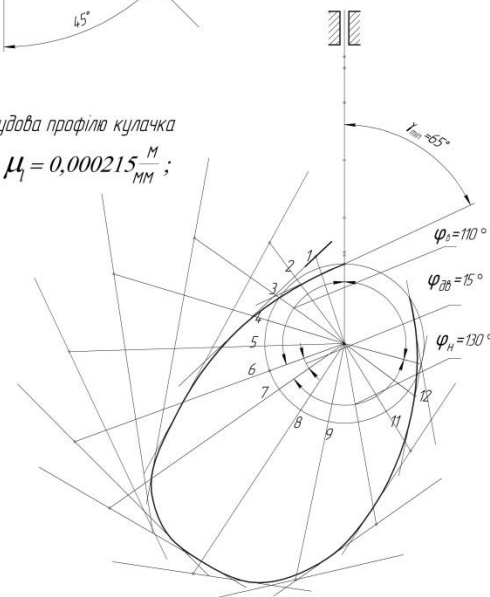


Визначення мінімального радіуса кулачка



Побудова профілю кулачка

$\mu_1 = 0,000215 \frac{M}{MM}$



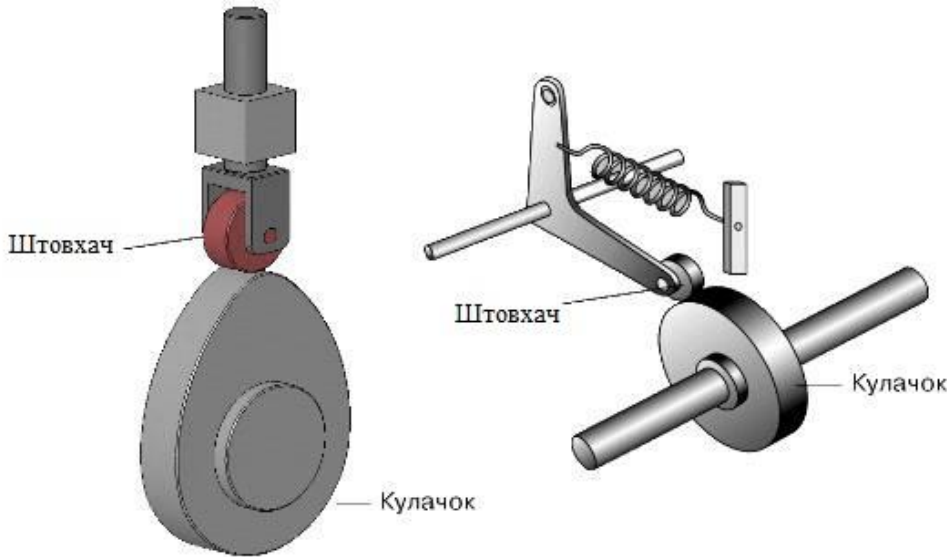
Лист	Деталь	№ Виробу	Робот	Дата	Лист	Масштаб	Матеріал
1					1		
ВНАУ гр. Формат А1							

1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ. ВИДИ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Кулачкові механізми призначаються для перетворення безперервного руху ведучої ланки (кулачка) у зворотно-поступальний або коливальний рух із зупинками веденої ланки (штовхача) за наперед заданим законом.

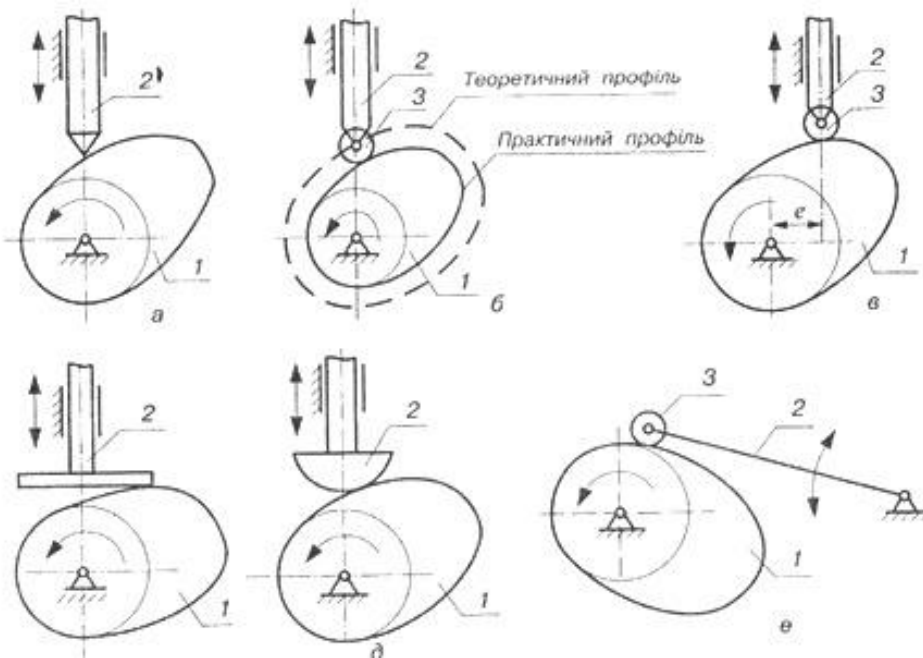
До складу кулачкових механізмів входять **кулачок**, **штовхач (коромисло)** і **СТОЯК**.

Кулачком називається ведуча ланка, яка надає веденій ланці заданий рух, закон якого визначається профілем кулачка.



Штовхач - це ведена ланка, що взаємодіє з робочою поверхнею кулачка своїм наконечником.

Профіль кулачка – це крива, яка отримана в перерізі робочої поверхні кулачка з площиною, перпендикулярною до осі його обертання.



Кулачкові механізми, класифікують за:

1). Розташуванням ланок:

- плоскі, просторові;

2). Рухом кулачка:

- обертальні, поступальні, гвинтові;

3). Рухом вихідної ланки:

- зворотньо-поступальні, коливальні;

4). Наявністю проміжної ланки

- з роликом, без ролика;

5). Видом кулачка:

- дисковий(плоский), циліндричний, коноїд(складний просторовий);

6). Типом елемента вищої кінематичної пари вхідної ланки:

- загострений(сфера з малим радіусом);

- тарільчастий(плоска, циліндрична, сферична)

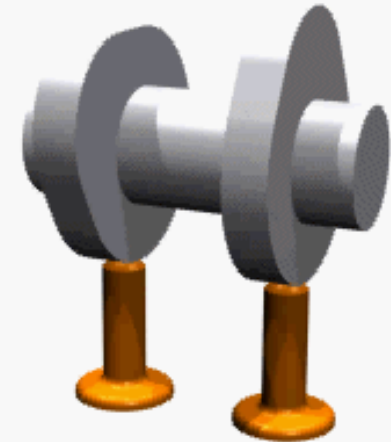
- роликовий;

7) Способом замикання:

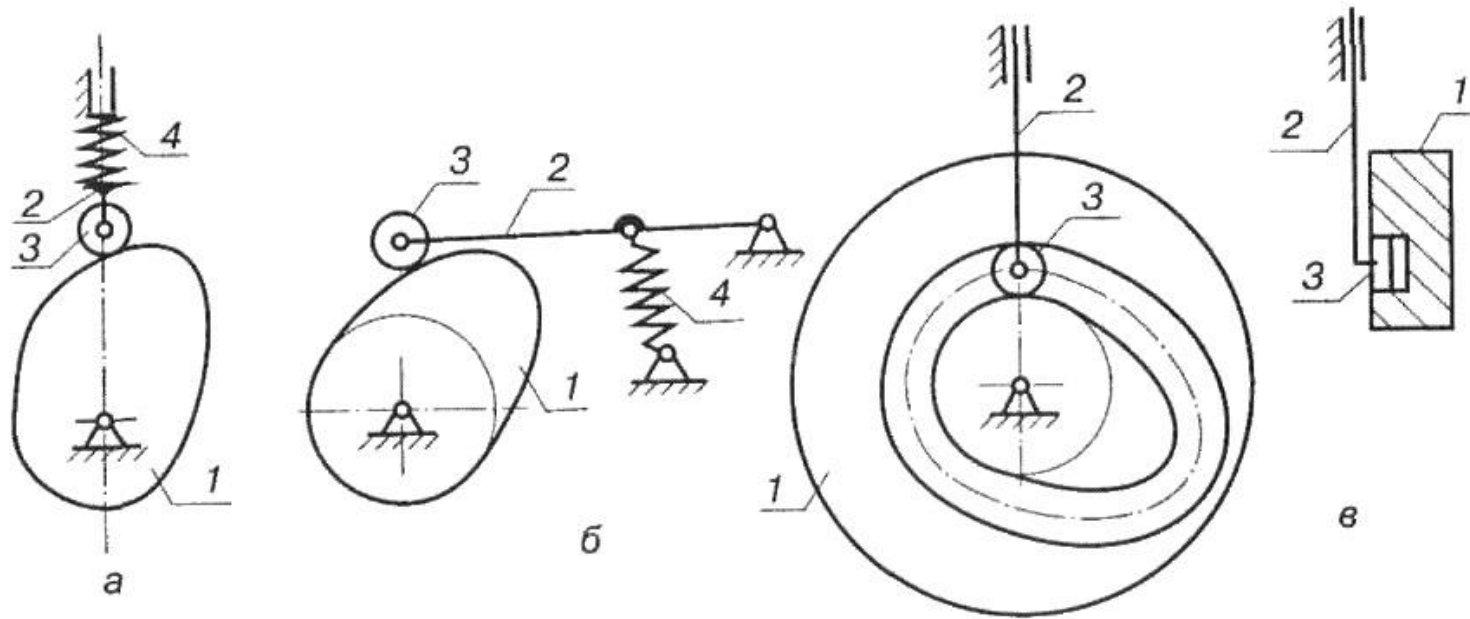
- силове, геометричне;

8) Розташуванням осей центрів кулачка та вихідної ланки:

- центральні, дезаксіальні(позацентрові).



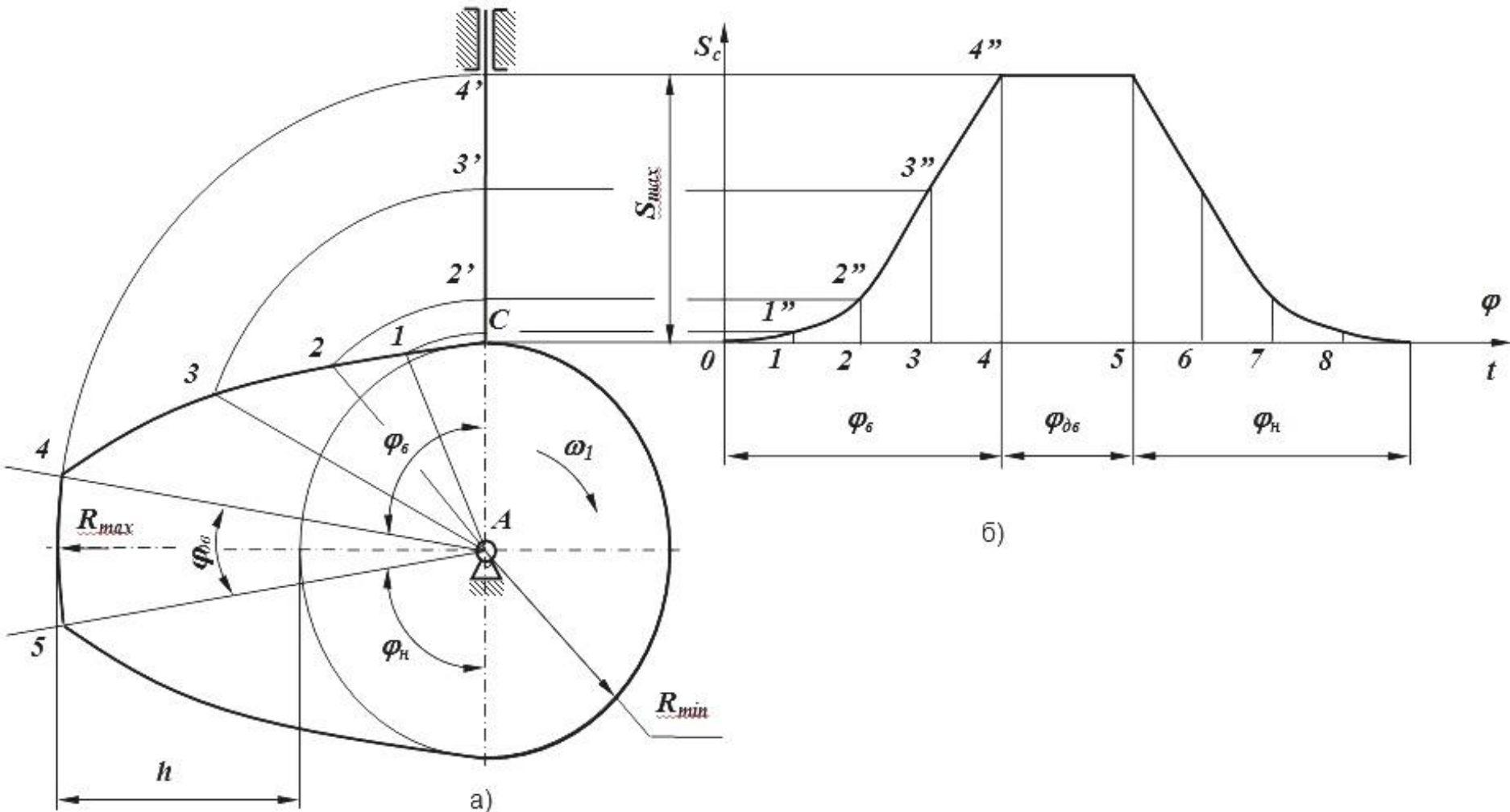
Основною перевагою кулачкових механізмів є можливість забезпечення майже будь-якого закону руху вихідної ланки, що визначається профілем кулачка, який є своєрідною програмою роботи виконавчого органу механізму.



Недоліками кулачкових механізмів є:

- значний питомий тиск між елементами вищої кінематичної пари і, як наслідок, порівняно велике їх спрацювання;
- необхідність забезпечувати постійне замикання ланок, які утворюють вищу кінематичну пару.

Профіль кулачка з його основними параметрами



Основні параметри кулачка

Кулачок характеризується такими основними параметрами :

R_{min} – мінімальний радіус кулачка, який з'єднує центр обертання кулачка з найближчою точкою на його профілі;

R_{max} – максимальний радіус кулачка, який з'єднує центр обертання кулачка з найбільш віддаленою точкою його профілю;

h – хід штовхача – це різниця максимального і мінімального радіусів кулачка;

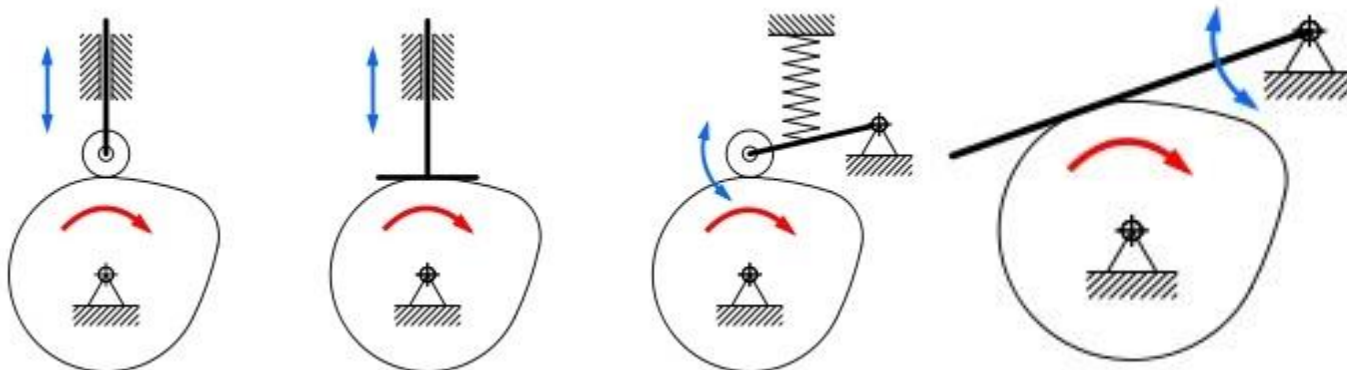
φ_v - кут віддалення, центральний кут. Штовхач віддаляється від центра O обертання кулачка;

φ_{vv} – кут верхнього вистою, центральний кут кулачка. Штовхач залишається нерухомим і перебуває на максимальній віддалі від центра O ;

φ_n – кут наближення, центральний кут кулачка. Штовхач наближається до центра O обертання кулачка;

φ_{nv} – кут нижнього вистою, центральний кут. Штовхач не рухається і перебуває в нижньому положенні, на найближчій відстані до центра O .

φ_p – робочий кут кулачка, центральний кут, який дорівнює сумі кутів віддалення, дальнього вистою і наближення.



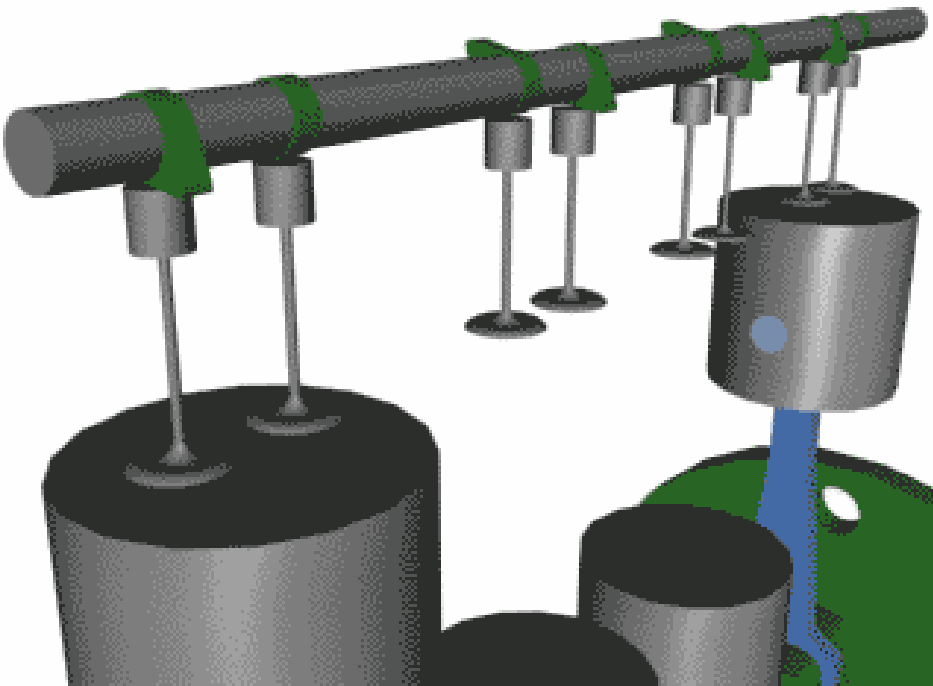
3. ЗАКОН РУХУ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

Під **законом руху** вихідної ланки кулачкового механізму розуміють залежність переміщення, швидкості чи її прискорення від часу.

Закон руху вихідної ланки визначається **профілем кулачка** і є основною характеристикою механізму.

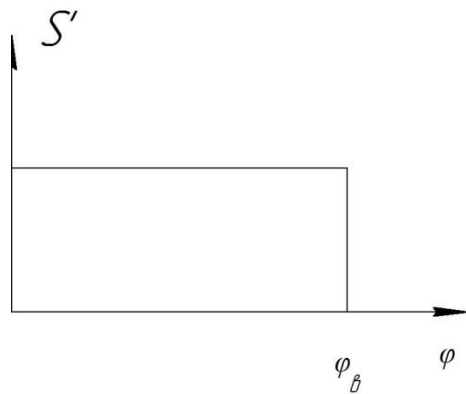
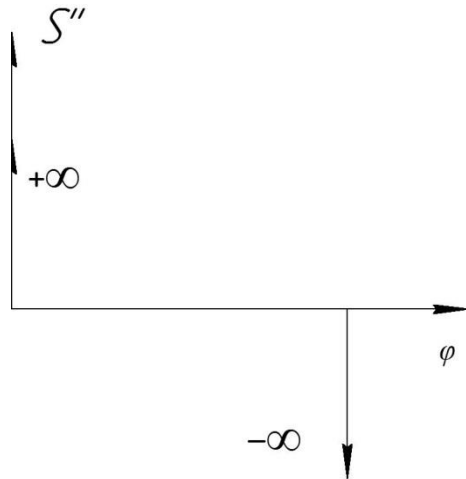
Від закону руху залежать **динамічні та вібраційні** властивості кулачкового механізму, він повинен бути таким, щоб зусилля, які виникають при русі, не впливали на точність відтворення передатної функції та не позначались на довговічності механізму.

Розрізняють закони руху вихідної ланки кулачкових механізмів трьох видів:



- з жорсткими ударами;
- м'якими ударами;
- без ударів.

З жорсткими ударами:

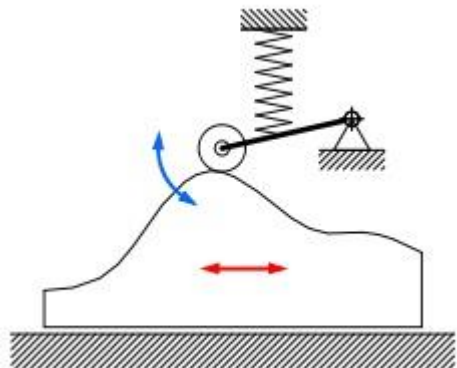


Прикладом закону із жорсткими ударами є лінійний закон (постійної швидкості).

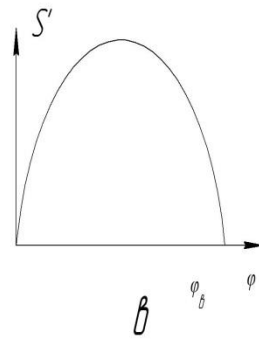
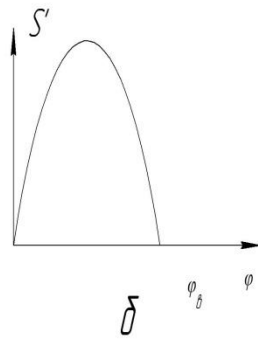
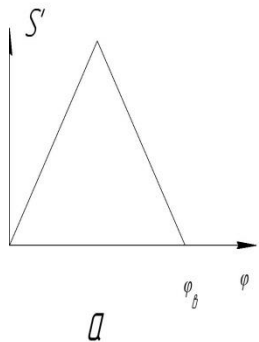
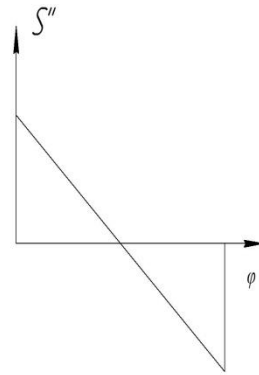
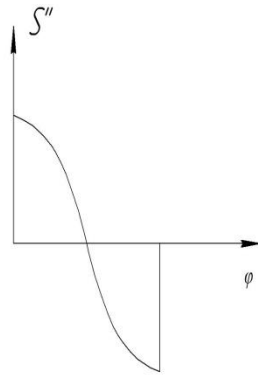
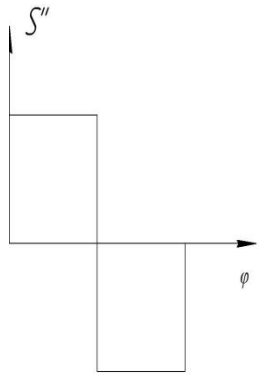
Швидкість руху штовхача на фазі віддалення **постійна** (прискорення дорівнює нулю), але на початку та в кінці фази швидкість має розрив.

При миттєвій зміні швидкості штовхача прискорення, а отже, й сила інерції ланки, теоретично прямує до нескінченності, що є причиною **жорстких ударів**, і як наслідок - швидке спрацювання механізму.

Такий закон допустимий лише в тихохідних механізмах при незначній масі штовхача (у випадку коли необхідно забезпечити постійну швидкість руху вихідної панки);



З м'якими ударами:



До цієї групи відносяться закони, при яких швидкість змінюється **неперервно**, а графік прискорення має точки розриву. Це характерно для параболічного, косинусоїдального законів руху.

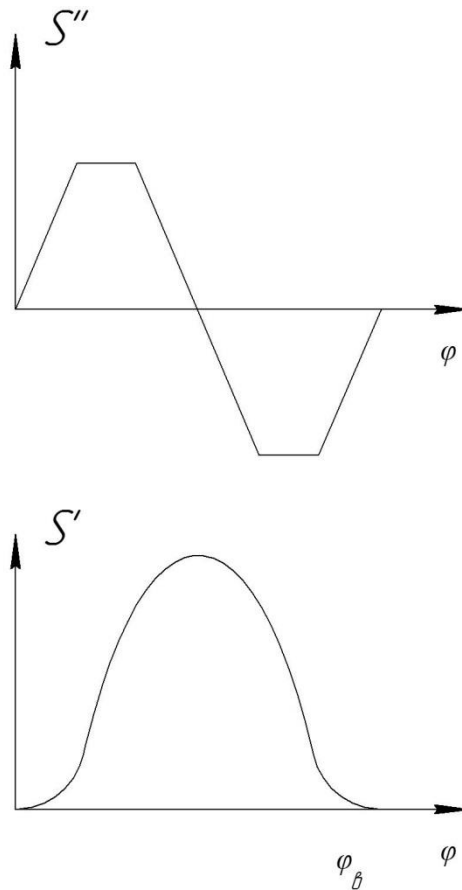
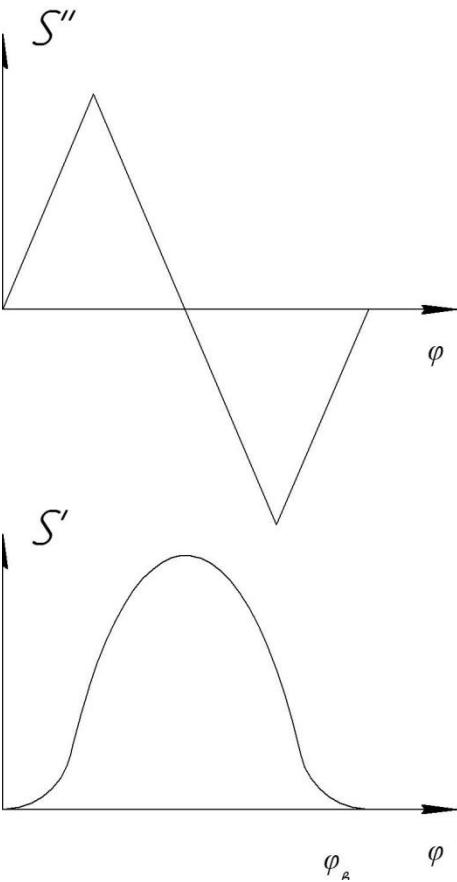
У точках розриву кривої прискорення сили інерції раптово змінюються на кінцеву величину, що викликає так званий **м'який удар**.

М'який удар менш небезпечний, ніж жорсткий удар, проте робота механізму супроводжується вібраціями, шумом та підвищеним спрацюванням.

Цей закон використовують при помірних швидкостях.



Без ударів:

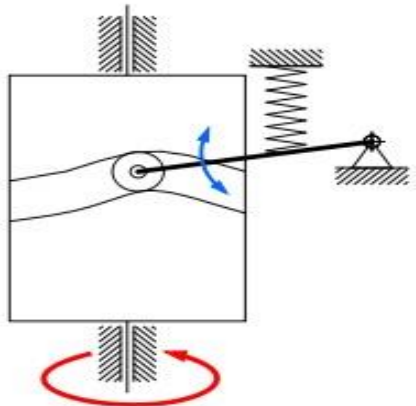


До безударних відносяться закони, при яких прискорення є **неперервною функцією**.

При плавних кривих зміни прискорення удари теоретично відсутні (якщо похибки виготовлення профілів незначні).

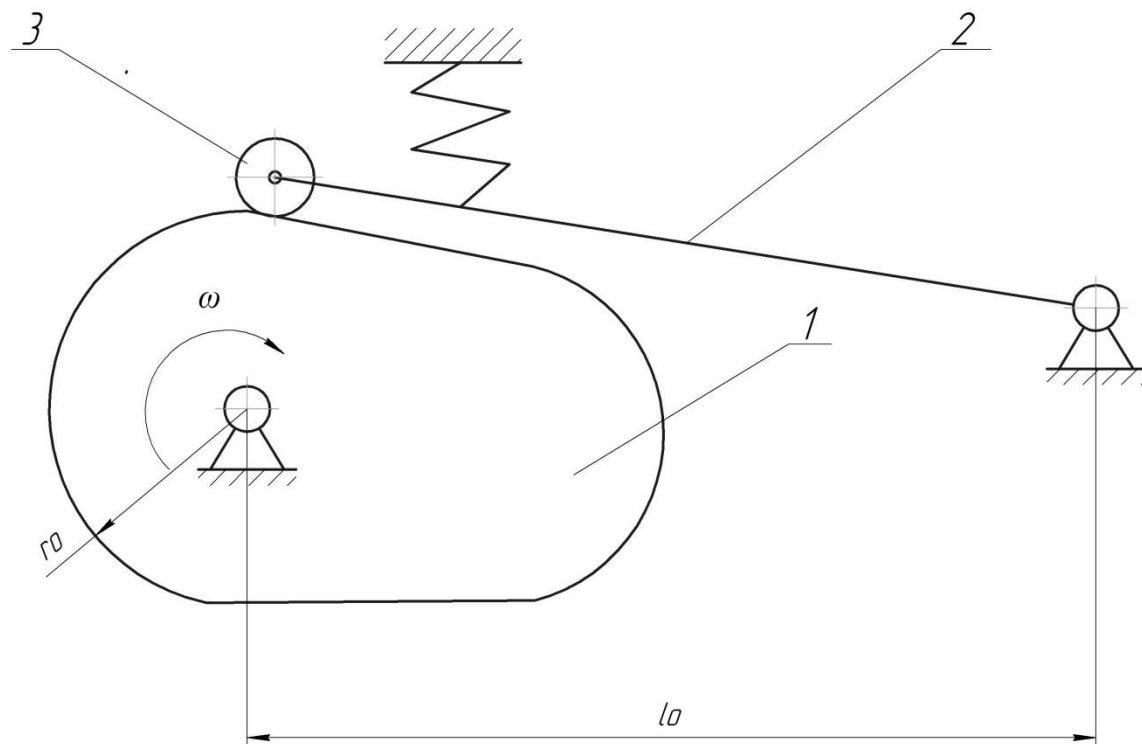
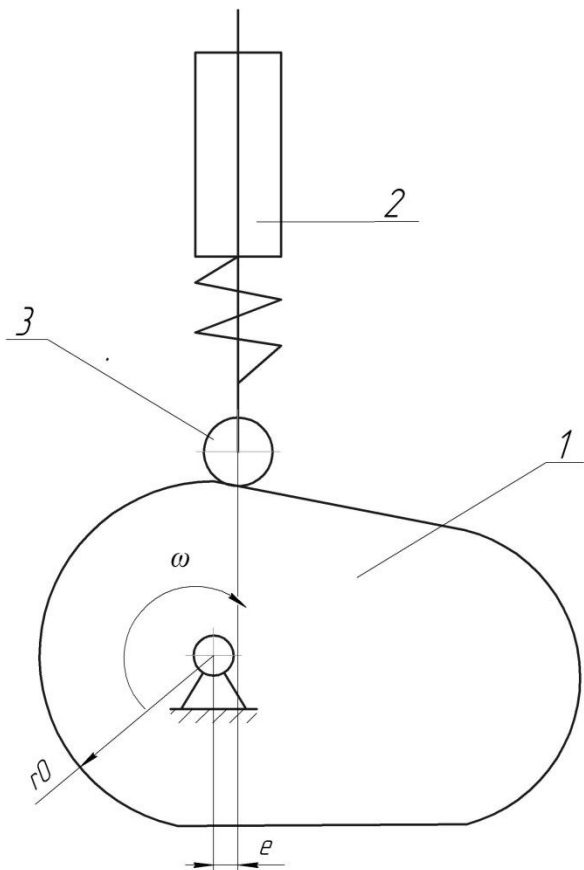
Такі закони рекомендують використовувати у швидкохідних механізмах.

Недоліком їх є повільне наростання переміщення веденої ланки.



Найбільше використання мають кулачки, які забезпечують плавну зміну прискорення штовхача.

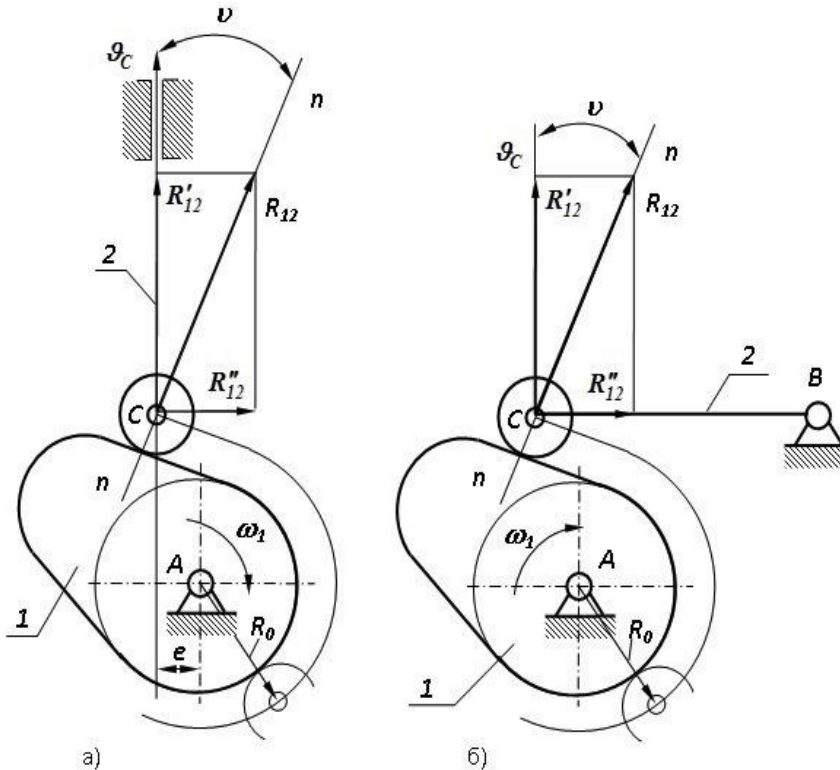
4. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ



До основних розмірів кулачкового механізму відносяться: мінімальний радіус кулачка r_0 та зміщення e для механізму зі штовхачем;

Мінімальний радіус кулачка r_0 та міжосьова відстань l_0 для механізму з коромислом.

Кут тиску:



Кут між нормаллю $n-n$ у точці дотику взаємодіючих профілів вищої пари та вектором швидкості точки дотику вихідної ланки називається **кутом тиску**. При проектуванні механізмів з вищими парами цей кут має суттєве значення.

Тобто, кутом тиску ν називають кут утворений між векторами сили R_{12} і швидкості v_b в точці взаємодії штовхача і кулачка.

Якщо розкласти реакцію R_{12} (рушійну силу) на складові R'_{12} та R''_{12} , що направлені відповідно паралельно і

перпендикулярно напрямку руху штовхача, то можна проаналізувати умови працездатності кулачкового механізму.

Для нормальної роботи необхідно, щоб:

$$R'_{12} = R_{12} \cdot \cos \nu \geq Q$$

У випадку, якщо :

$$R'_{12} \leq Q$$

Можливе заклинювання кулачкового механізму.

При збільшенні кута тиску до деякого значення, що називається **критичним** $\vartheta_{кр}$, виникає явище **заклинювання (самогальмування)**. Для нормальної роботи кулачкового механізму, кут тиску при будь-якому положенні кулачка має бути меншим за допустимий кут тиску, тобто $\vartheta < \vartheta_{доп}$.

Кут тиску можна виразити через геометричні параметри кулачкового механізму:

$$\operatorname{tg} \vartheta_i = \frac{s_i' - e}{s_i + \sqrt{r_0^2 - e^2}},$$

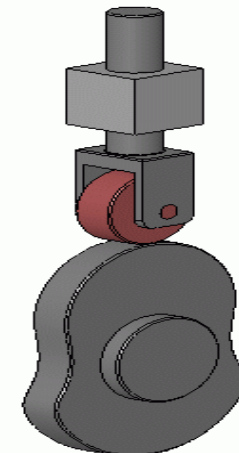
де s_i – переміщення; s_i' – аналог швидкості штовхача, що відповідає куту φ_i повороту кулачка від початку фази віддалення; e – зміщення напрямної штовхача відносно центра кулачка.

Таким чином, одним із найважливіших питань при проектуванні кулачкових механізмів є вибір допустимого кута тиску $\vartheta_{доп}$, від величини якого залежить розподіл сил у механізмі, його К.К.Д., габаритні розміри і т. ін. Рекомендовані такі значення допустимого кута тиску:

$\vartheta_{доп} = 30^\circ \dots 40^\circ$ для механізмів із штанговим штовхачем;

$\vartheta_{доп} = 45^\circ \dots 50^\circ$ для механізмів із коромисловим штовхачем .

Якщо габарити механізмів дозволяють, то для зменшення втрат на тертя доцільно приймати менші значення кута тиску.



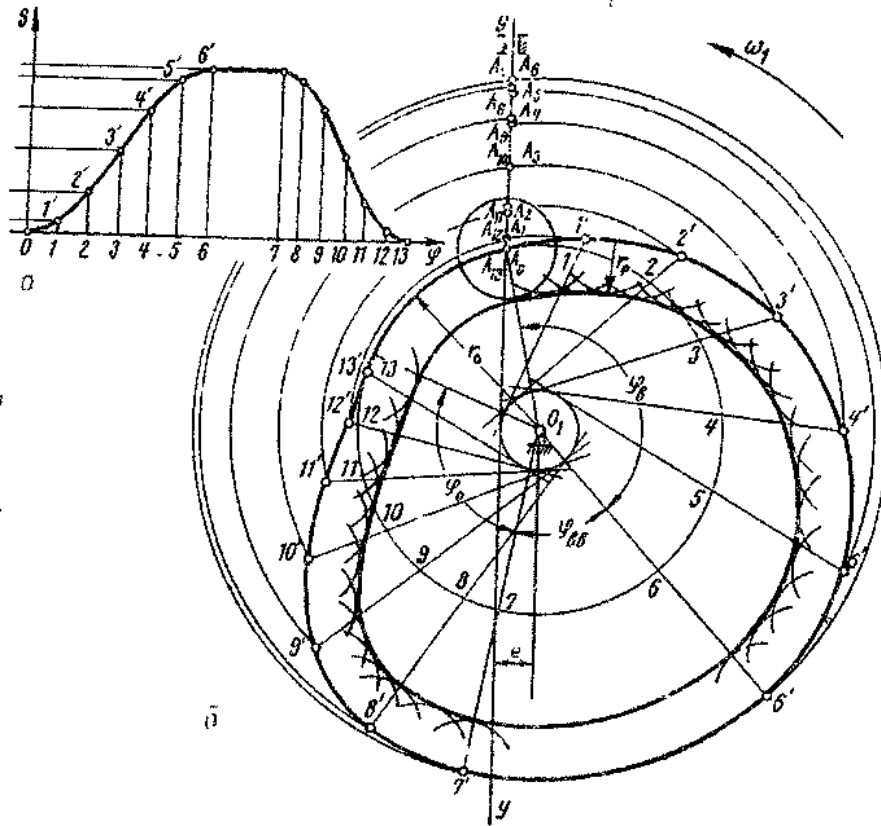
5. ПОБУДОВА ПРОФІЛЮ КУЛАЧКА

Однією із основних задач синтезу кулачкових механізмів є побудова профілю кулачка. Розрізняють **кінематичний** та **динамічний** синтез кулачкових механізмів. При кінематичному синтезі значення r_0 мінімального радіуса кулачка задається, в той час як при динамічному значення r_0 – слід попередньо визначити, користуючись допустимим кутом тиску, або з умови опуклості профілю.

В основі графічного методу побудови профілю кулачка лежить метод **обернення руху**.

Порядок:

1. З довільної точки O_1 проводимо у вибраному масштабі μ_s кола радіусами r_0 і e (рис. 7, б).
2. Дотично до кола радіуса e проводимо лінію переміщення штовхача згідно з її положенням на схемі механізму. Точка перетину A_0 цієї прямої з колом r_0 є положенням центра ролика, що відповідає початку фази віддалення (нижнє, початкове положення осі ролика).
3. Від т. A_0 вздовж лінії $y-y$ відкладаємо переміщення штовхача A_1, A_2, A_3, \dots , згідно графіка переміщень $s(\varphi)$. Точка A_6 визначить положення центра ролика, що відповідає закінченню фази віддалення.



4. З'єднаємо т. A_0 з центром обертання кулачка O_1 . Від прямої A_0O_1 в напрямі, протилежному напрямку обертання кулачка, відкладемо фазові кути $\varphi_B, \varphi_{BB'}, \varphi_O$. Ділимо кути φ_B, φ_O на стільки ж рівних частин, на скільки вони поділені на діаграмі переміщення штовхача. Через точки поділу 1, 2, 3, .. 13, на колі r_0 проводимо дотичні до кола радіуса e , як ряд послідовних положень ліній переміщення штовхача у відносному русі навколо кулачка.

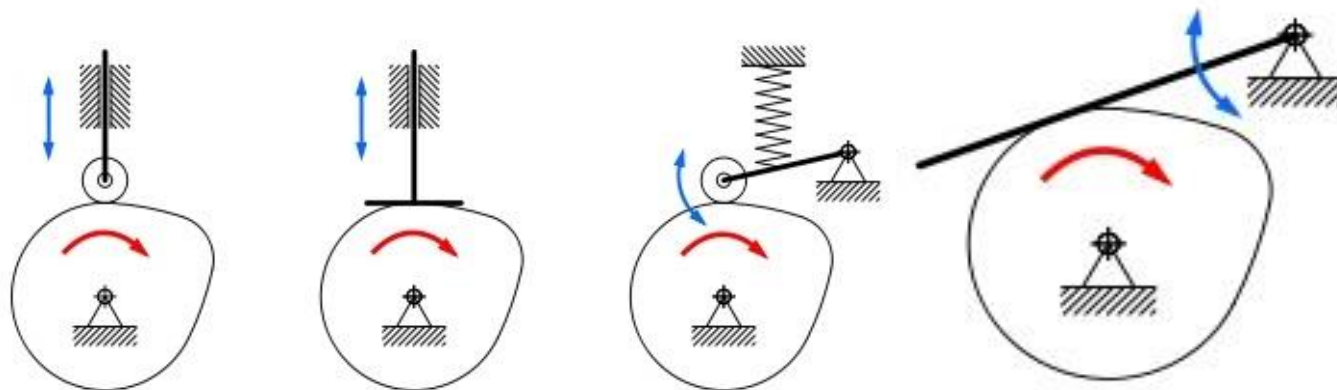
5. З центра O_1 радіусами $O_1A_1, O_1A_2, O_1A_3, \dots$ проведемо концентричні дуги до перетину з відповідними дотичними. Точки перетину 1, 2, 3, ... являють собою положення ролика у відносному русі. З'єднавши ю точки плавною кривою, одержимо центровий профіль кулачка.

6. Проводимо ряд дуг радіусом r_p з центрами, що розміщені на центровому профілі кулачка. Будуємо дійсний профіль кулачка як обгінну лінію цих дуг.

Вибір радіуса ролика.

$$r_p \leq 0,7\rho_{min},$$

де ρ_{min} – мінімальний радіус кривини центрового профілю кулачка. Окрім того, радіус ролика обмежують умовою $r_p \leq 0,4r_0$.



ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра загальнотехнічних дисциплін та охорони праці



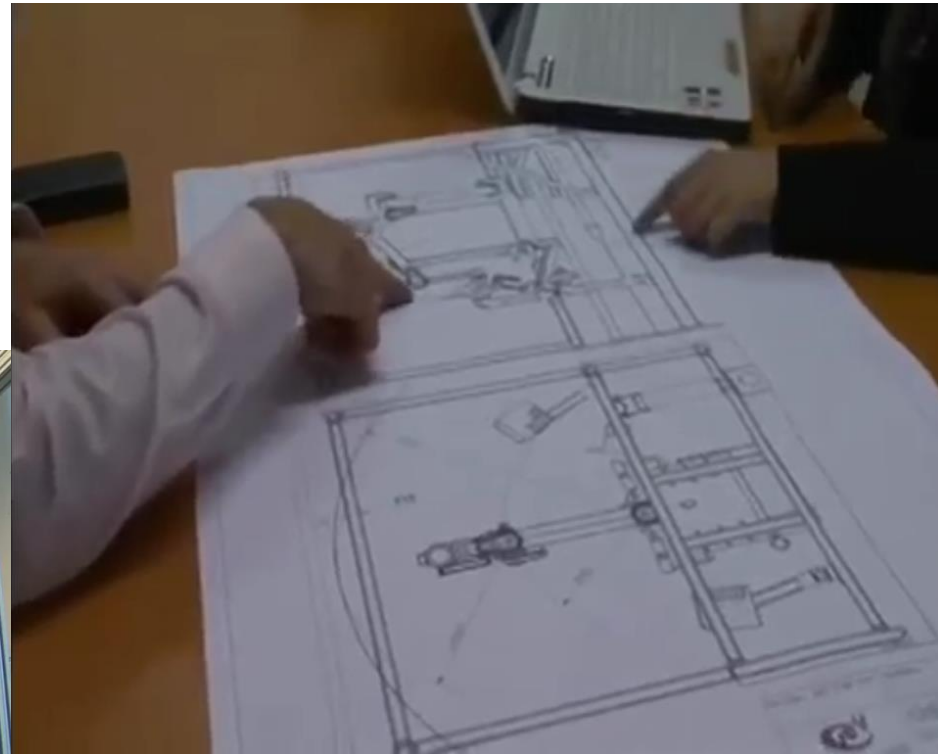
ТЕМА: «ОСНОВИ ТЕОРІЇ МАШИН ТА СУЧАСНОГО МАШИНОБУДУВАННЯ»

Лектор : к.т.н. доц. СОЛОНА ОЛЕНА ВАСИЛІВНА

МЕТА: «Ознайомитись із сучасними засобами автоматизованого виробництва»

ПЛАН ЛЕКЦІЇ:

- 1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ**
- 2. ЕВОЛЮЦІЯ МЕХАНІЗАЦІЇ ТА АВТОМАТИЗАЦІЇ ВИРОБНИЦТВА**
- 3. СТРУКТУРА МАШИН**
- 4. МАНІПУЛЯТОРИ**
- 5. ПРОМИСЛОВІ РОБОТИ**



1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ

Слід розрізняти **машинні технологічні процеси**, які виконуються механізмами, і **апаратні технологічні процеси** – хімічні, теплові, електричні, ультразвукові тощо.

Під **технологічною операцією** розуміють певну закінчену однорідну частину технологічного процесу виробництва, яка виконується одними і тими ж робочими знаряддями або робочими органами. Технологічні операції за своїм характером ділять на **основні, допоміжні, контрольні та операції керування**.

Основними називають такі технологічні операції, в процесі яких здійснюється безпосередня обробка сировини або напівфабрикатів (наприклад, різання металу, його пластична деформація — штамповка або ковка, тощо).

Допоміжними називають операції, які пов'язані з установкою та зняттям виробів (подача, базування, затискання заготовок і зняття обробленого виробу, переміщення виробів у процесі обробки та після неї). **При контрольних** операціях здійснюється перевірка відповідності виконання технологічного процесу технічним вимогам, які ставляться до нього (правильності базування, точності обробки тощо).

Операції керування містять у собі операції настройки механізмів, пуск і зупинка машини, коректування технологічного процесу.

2. ЕВОЛЮЦІЯ МЕХАНІЗАЦІЇ ТА АВТОМАТИЗАЦІЇ ВИРОБНИЦТВА

Етап розвитку	Розв'язувана задача
Механізм	Виконання і перетворення рухів для механізації однієї технологічної операції
Робоча машина	Механізація основних технологічних операцій
Машинний агрегат	Об'єднання механізмів робочої машини і двигуна
Напівавтомат	Додаткова механізація допоміжних технологічних операцій
Машина - автомат	Додаткова автоматизація операцій контролю та керування
Промисловий робот	Автоматизація допоміжних процесів
Автоматична лінія	Додатково введені та автоматизовані транспортні засоби між окремими машинами - автоматами і загальна система керування
Автоматизоване виробництво	Додатково автоматизоване керування всім виробничим процесом із використанням ЕОМ, створення гнучкого автоматизованого виробництва



ВІБРАЦІЙНА ДИСКОВА ДРОБАРКА

Призначення та сфера застосування

Вібраційна дискова дробарка призначена для механічного подрібнення зернового матеріалу та може бути використана при виробництві комбикормів

Порівняння зі світовими аналогами, основні переваги розробки

Провідними світовими виробниками дробарок роторно-молоткового типу є фірми «Бюлер», «Псітп» (Швейцарія), «Амандус Каль», «Бушхофф і Баумгартен» (Німеччина), «Саймон-Баррон» і «Крісті Норіс» (Великобританія), «Джіза» і «Муамікс» (Італія), «Шутте» (США), «Хайд» (Австрія) та інші. Виготовлені ними дробарки характеризуються високими техніко-економічними показниками. Як основні переваги порівняно зі світовими аналогами можна відзначити можливість подрібнення матеріалу із показником вологовмісту, більшим за базисні норми без істотного зменшення продуктивності процесу, та низьку вартість виготовлення цього технологічного обладнання

Затребуваність на ринку

На сьогодні одним із найбільш важливих та енергоємних процесів виробництва комбикормів є подрібнення матеріалу, яке зазвичай здійснюють молотковими дробарками. Тому застосування запропонованого вібродискового способу обробки сировини, в якому поєднується вібраційний і відцентровий силові впливи, комбінюється процес різання та дроблення, що забезпечує високий потенціал для зменшення енерговитрат на означену обробку при досягненні високої продуктивності процесу, є обґрунтованим і затребуваним

Суть розробки

Використання вібраційного технологічного впливу сприяє своєчасному відведенню продукту з робочої камери дробарки, а гостра форма ударних елементів забезпечує більш ефективний силовий вплив на матеріал із показниками вологовмісту, більшими за базисні норми

Стан охорони інтелектуальної власності

На розробку отримано патент України на корисну модель

Стан готовності розробки

Виготовлено дослідний зразок вібраційної дискової дробарки та проведено його експериментальні дослідження



Навчально-науковий центр

вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008
e-mail: vnaunauka2018@gmail.com, http://vsau.org, тел./факс: +38(0432) 55-60-96



ВІБРАЦІЙНИЙ МЛИН

Призначення

Машина призначення для реалізації процесу тонкодисперсного помелу сипких матеріалів

Основні переваги розробки

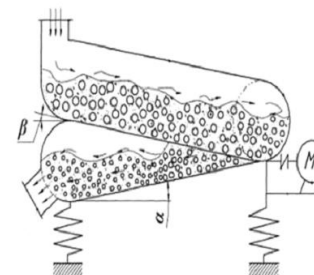
До переваг розробленої машини можна віднести: високу продуктивність; низькі питомі енерговитрати; здатність до механоактивації оброблюваного матеріалу, що забезпечує створення низки нових продуктів; простоту конструкційної реалізації

Затребуваність на ринку

Розроблена вібрмашина може бути використана у сільськогосподарському виробництві, харчовій, фармацевтичній, хімічній та будівельній галузях промисловості

Стан готовності розробки

Розроблено конструкторську документацію та промислово-дослідний зразок вібраційного млина



Основні характеристики, суть розробки

При ввімкненні електродвигуна крутний момент через еластичну муфту передається на приводний вал із дебалансами, внаслідок обертання яких у жорстко розміщених траверсах виникає комбінована силова та моментна нерівноважність помольної камери, виконаної з циліндричних контейнерів і перехідного патрубку, які заповнені технологічним наповнювачем і утворюють гвинтоподібну помольну камеру.

Оброблюваний матеріал безперервно надходить через завантажувальний патрубок і, подрібнюючись унаслідок силового впливу технологічного наповнювача, активно по гвинтоподібній траєкторії транспортується до патрубку на вивантаження з вібраційного млина. Коливний рух такої помольної камери млина дає змогу значно підвищити силовий вплив технологічного наповнювача та швидкість транспортування оброблюваного матеріалу і, як наслідок, підвищити продуктивність та якість означеного процесу

Стан охорони інтелектуальної власності

Отримано патент України на корисну модель

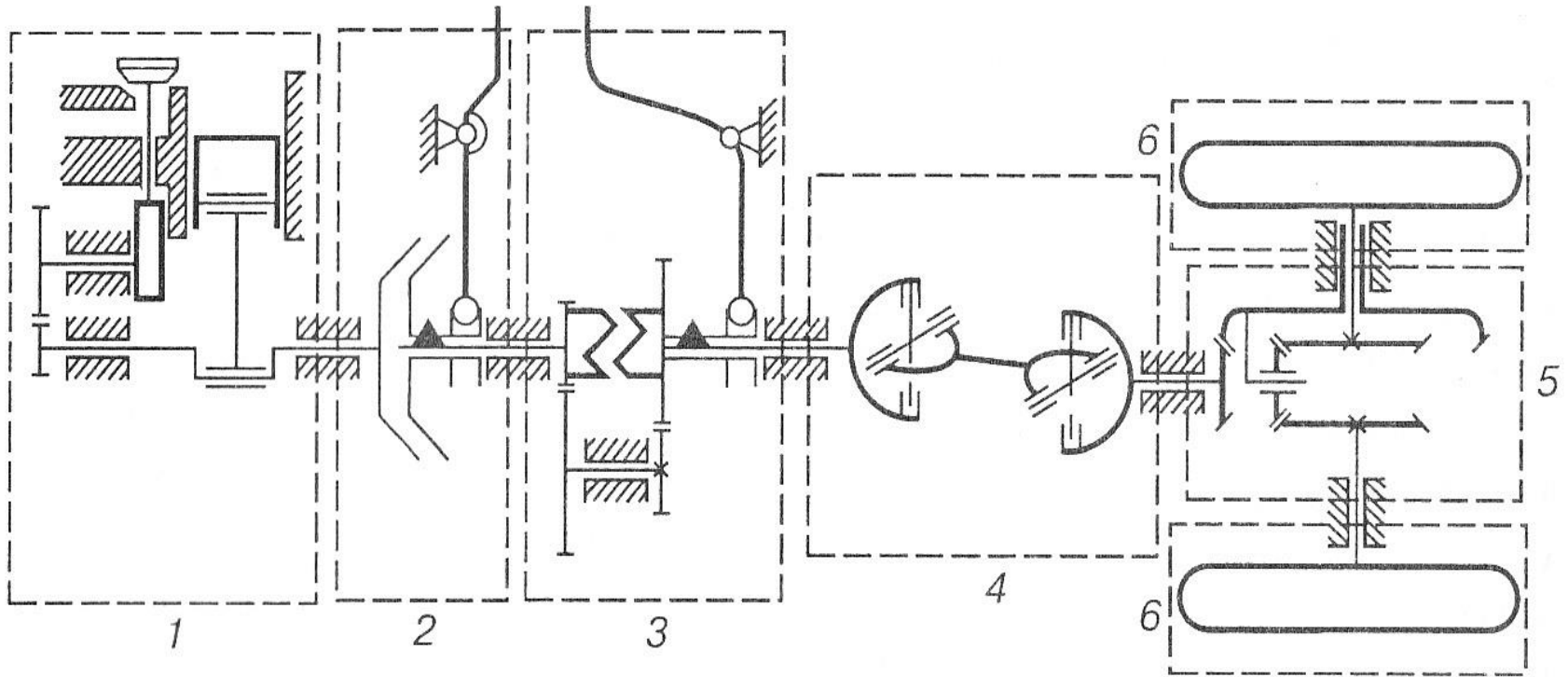


Навчально-науковий центр

вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008
e-mail: vnaunauka2018@gmail.com, http://vsau.org, тел./факс: +38(0432) 55-60-96

3. СТРУКТУРА МАШИН

Кінематична схема автомобіля

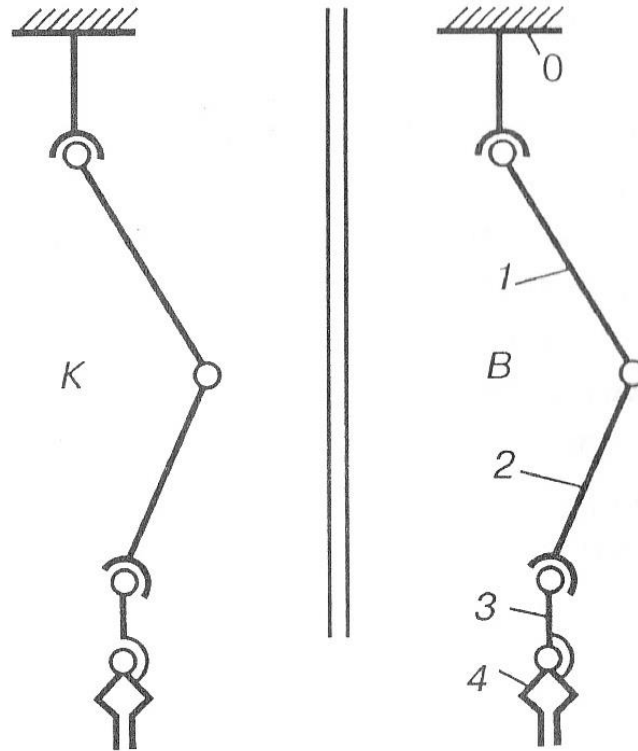


- 1 – Двигун
- 2 – Муфта зчеплення
- 3 – Коробка передач
- 4 – Карданний механізм
- 5 – Диференційний механізм заднього моста
- 6 – Робочі органи (Ведені колеса)



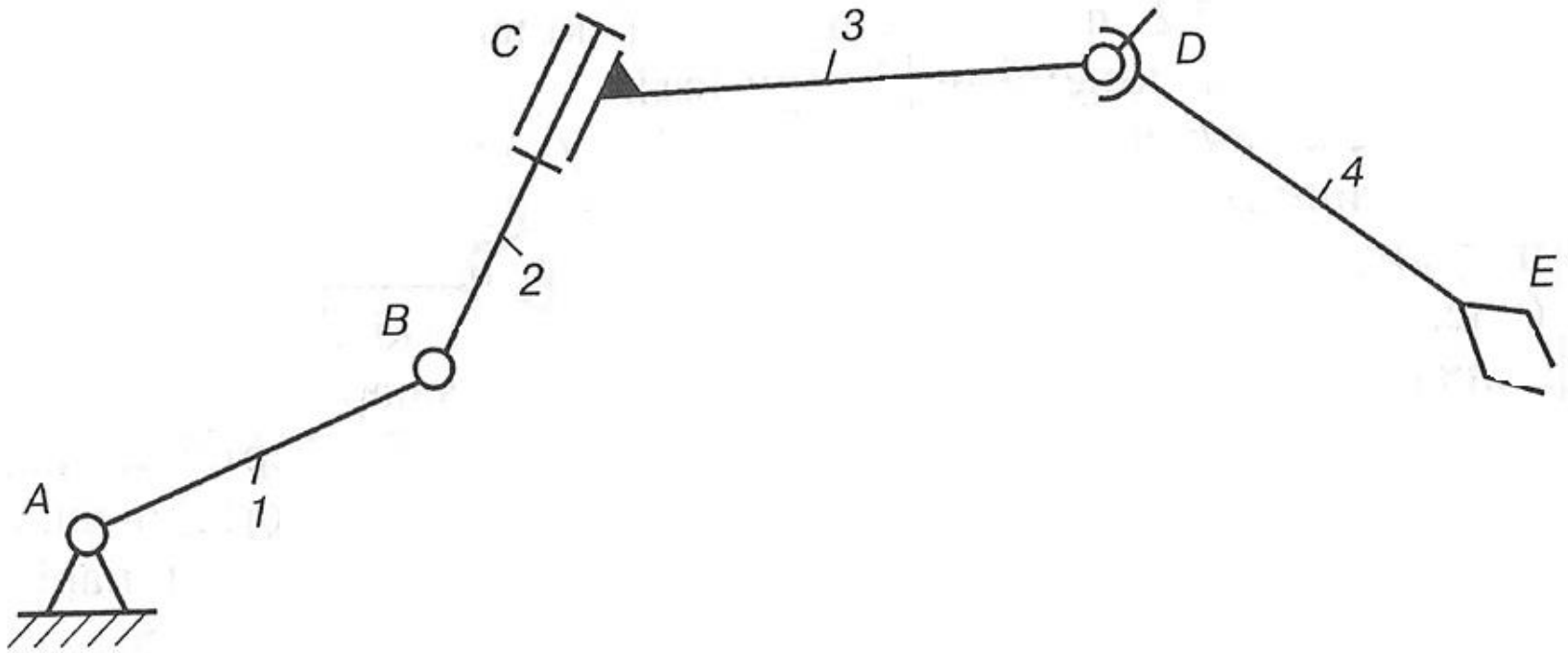
4. МАНІПУЛЯТОРИ

Схема копіювального маніпулятора



$$W = 6n - 5p_5 - 3p_3 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 1 - 3 \cdot 2 = 7$$

Структурна схема маніпулятора «Рука»



Маневреністю маніпулятора, називають його число ступенів вільності при нерухомому захваті.

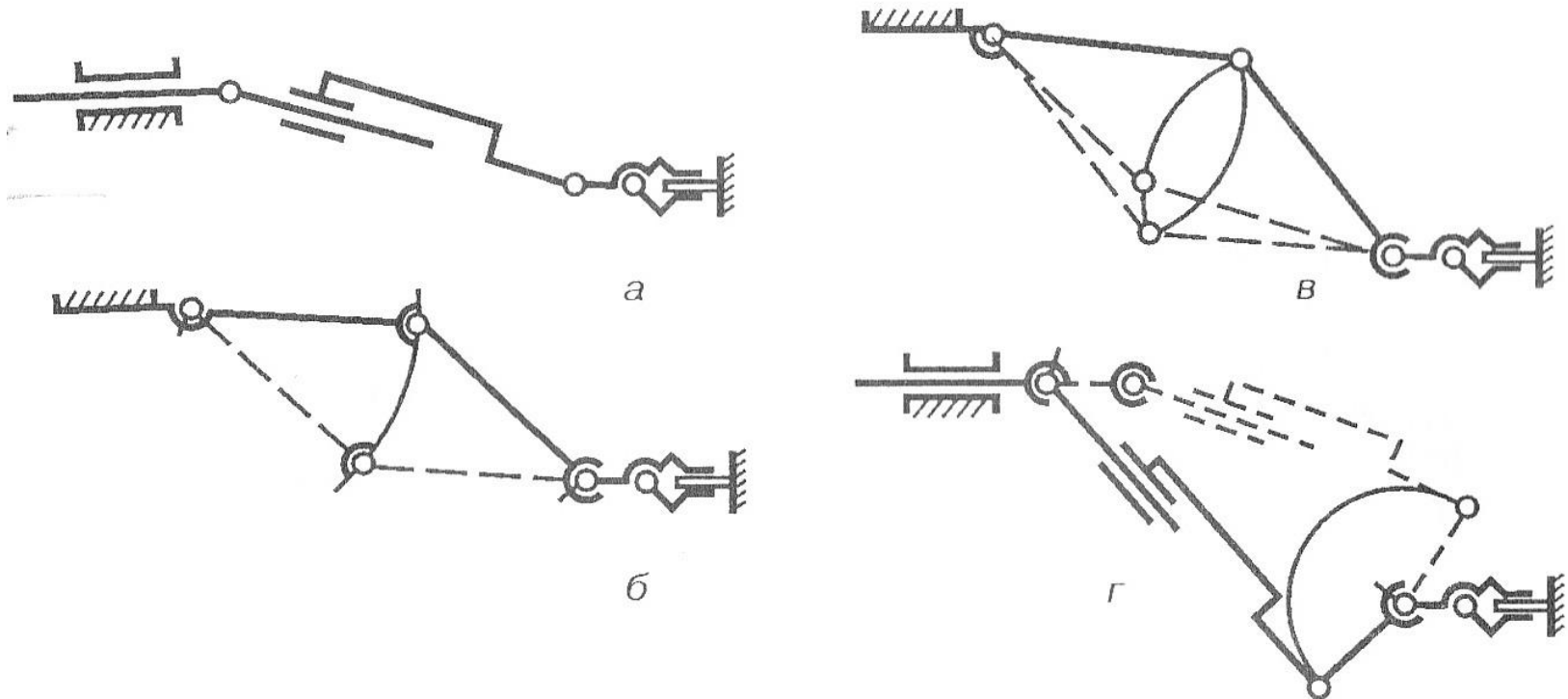
Маневреність — одна з найважливіших характеристик маніпулятора. Збільшення числа ступенів маневреності маніпулятора розширює можливості при виконанні складніших рухів: збільшує робочий об'єм, зменшує мертві зони і розширює свободу дії оператора при виконанні рухів.

Маніпулятор "Рука"(рис. в), кінематична схема якого модулює руки людини, має один ступінь маневреності, внаслідок чого він має великі можливості для виконання складних рухів.

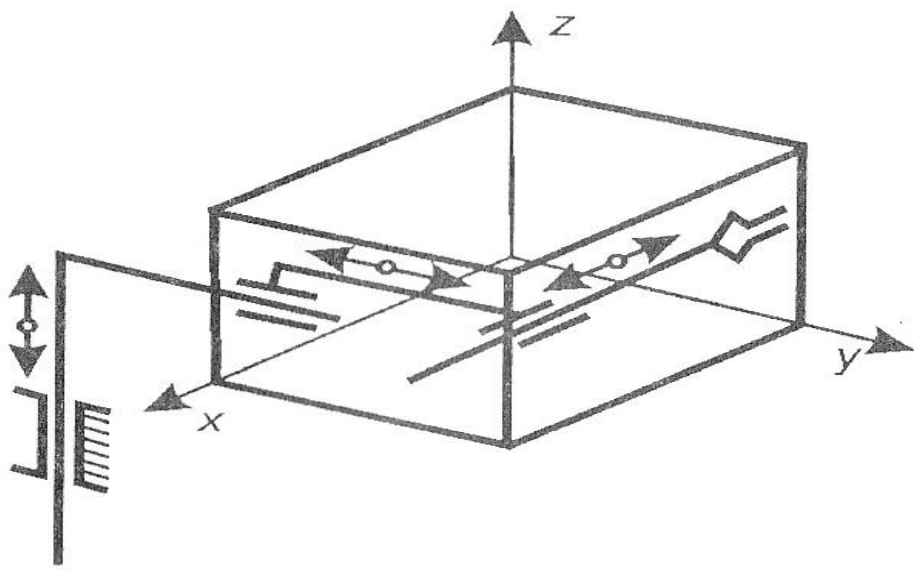
Маніпулятор "Жук" (рис. г) має дев'ять ступенів маневреності, що дає змогу йому виконувати всі класи рухів і нормально працювати в найскладніших умовах.



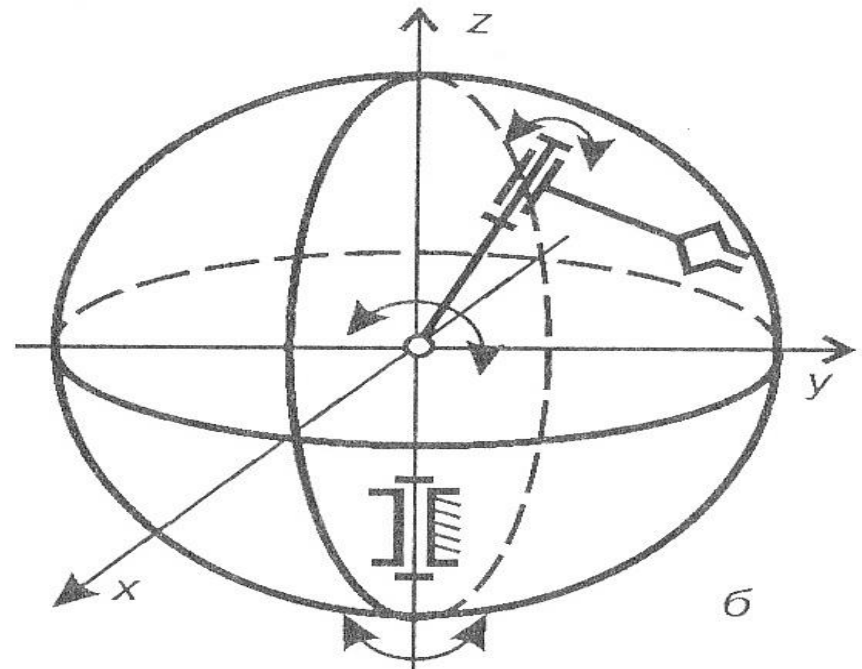
МЕХАНІЧНИЙ МАНІПУЛЯТОР



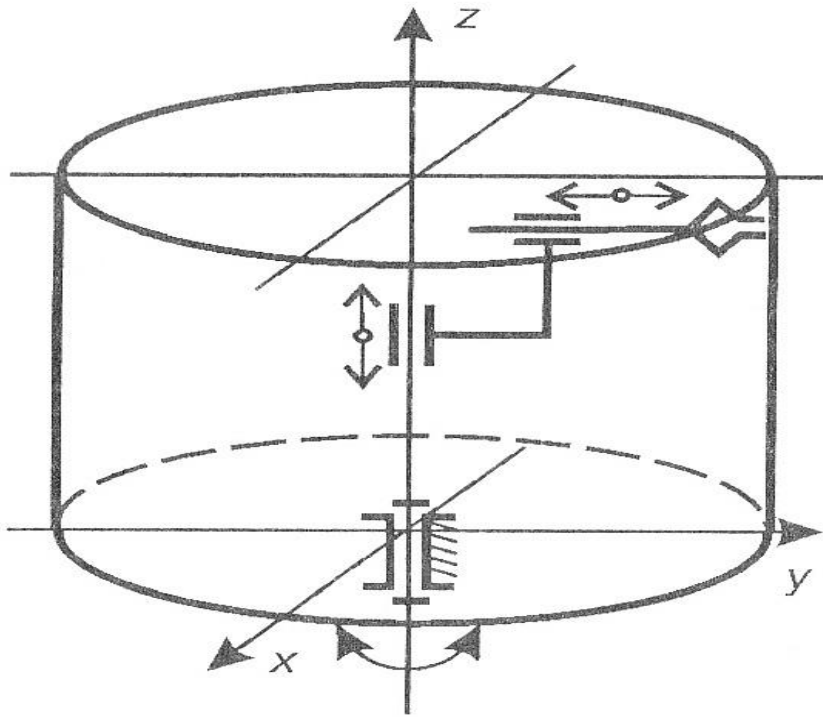
Робочим об'ємом маніпулятора називають об'єм, обмежений поверхнею, що огинає всі можливі положення захвату.



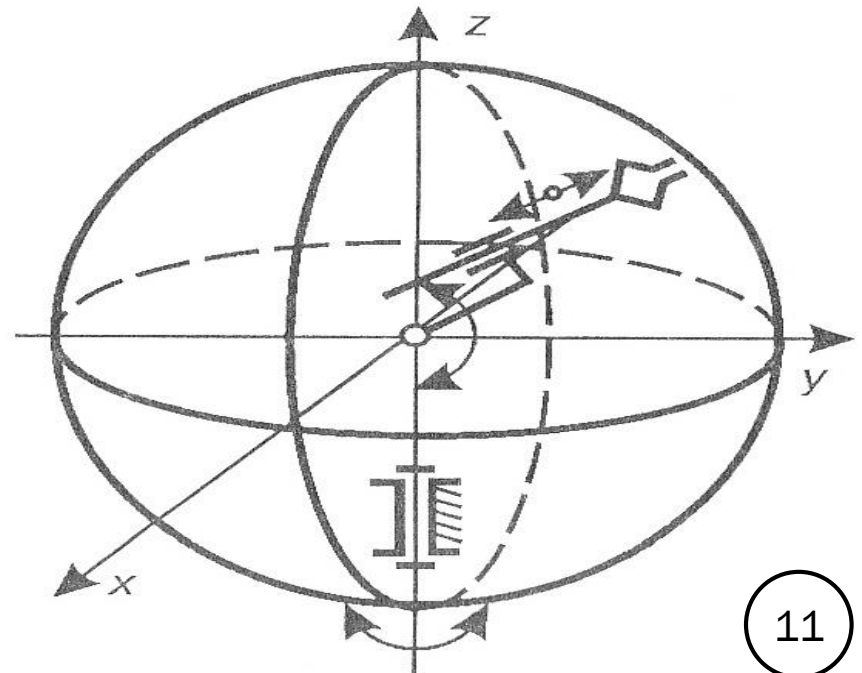
a



б

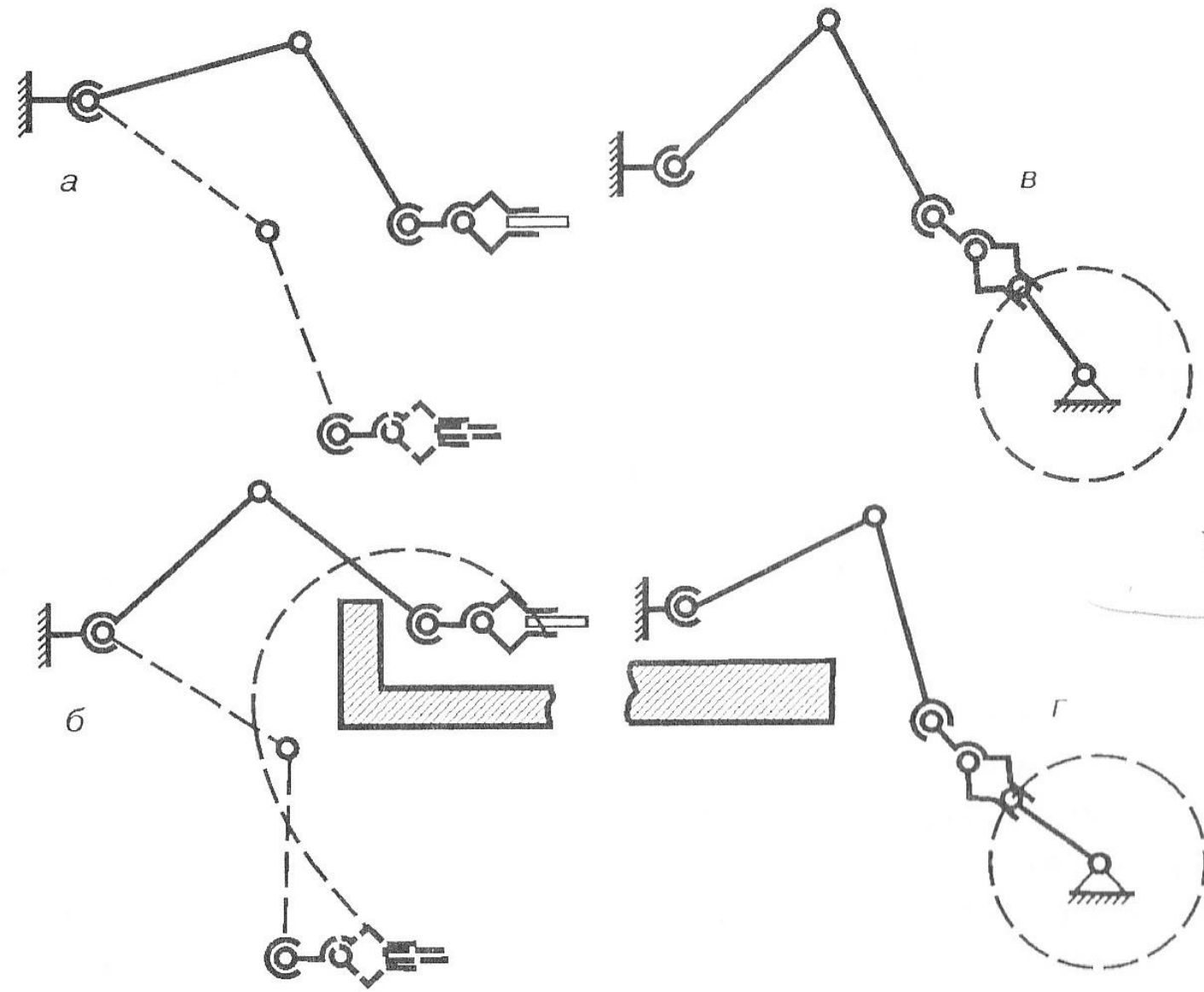


B



Г

РУХИ ЗАХВАТУ З ВІЛЬНИМ ОБ'ЄКТОМ МАНІПУЛЮВАННЯ У ВІЛЬНОМУ РОБОЧОМУ ОБ'ЄМІ



5. ПРОМИСЛОВІ РОБОТИ

Промисловий робот – це автоматична машина, стаціонарна або пересувна, що складається з маніпулятора (маніпуляторів) та перепрограмуючого пристрою програмного керування і служить для виконання у виробничому процесі рухів, які властиві руці людини.

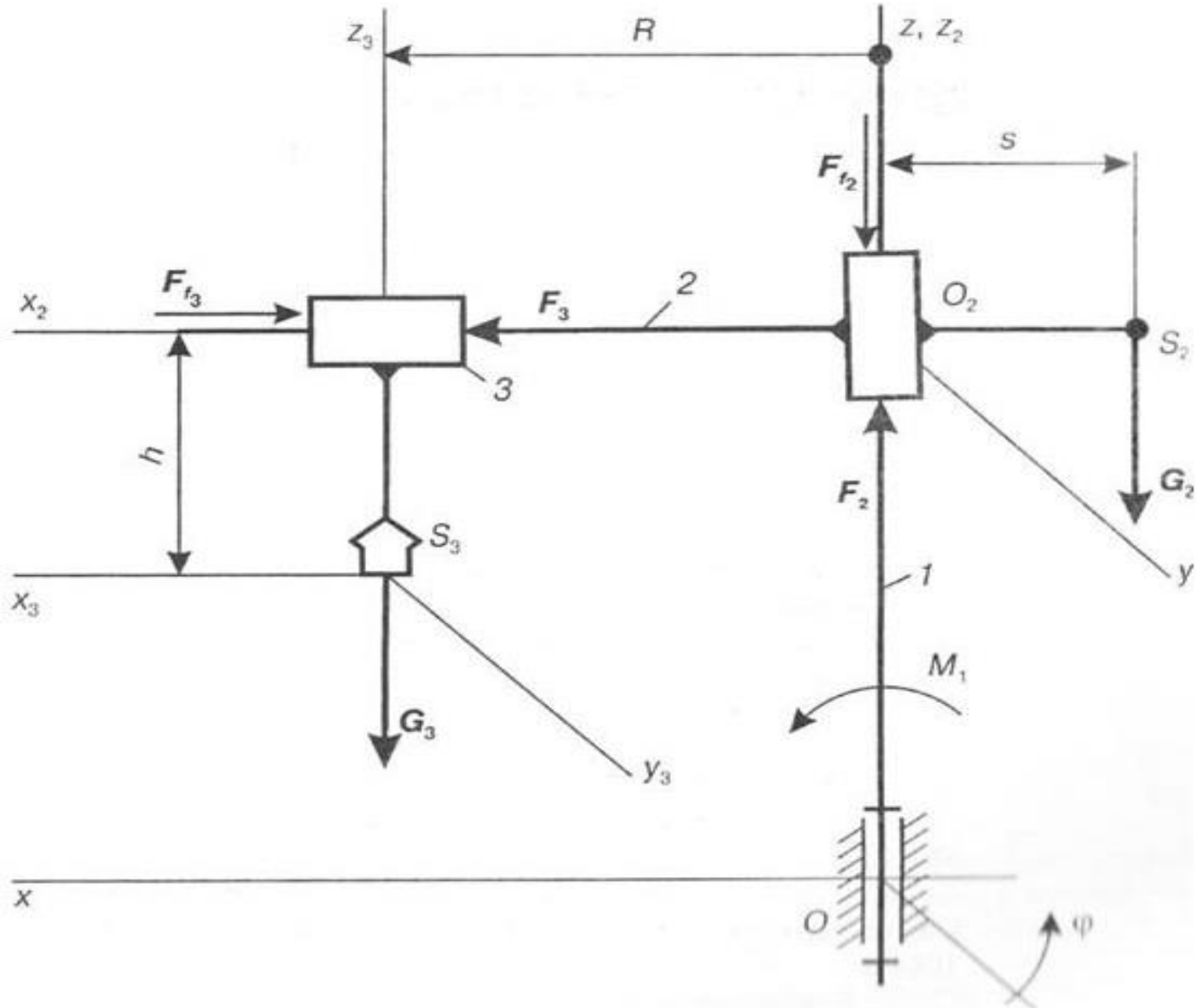
Промислові роботи залежно від спеціалізації поділяються на універсальні, спеціалізовані та спеціальні.

Універсальні промислові роботи можуть використовуватися в різних технологічних процесах, при цьому змінюючи у широкому діапазоні параметри цих процесів. Ці роботи мають велику кількість ступенів вільності, але забезпечити в них високу точність і надійність важко, крім того, вони вимагають великих затрат при виготовленні, в процесі роботи часто не використовуються для руху всі ступені вільності.

Спеціалізовані роботи призначені для обслуговування технологічного обладнання певної групи і виконання технологічних операцій одного виду.

Спеціальні роботи призначені для оснащення технологічного обладнання конкретної моделі та виконання певних технологічних операцій. Такі роботи мають невелике число ступенів вільності, високі показники швидкодії, точності та надійності. Проте можливості їх використання при зміні параметрів технологічного процесу обмежені.

ПРОМИСЛОВИЙ РОБОТ З ТРЬОМА СТУПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ



Три покоління роботів

Залежно від ступеня досконалості системи керування промислові роботи можна поділити на три покоління.

Промислові роботи **першого покоління** мають програмне керування. Вони можуть бути як стаціонарними, так і рухомими; широко використовуються для виконання основних і допоміжних операцій технологічних процесів, у складських роботах тощо.

Промислові роботи **другого покоління** мають адаптивне керування (з елементами відчуття). їх вже можна використовувати для виконання операцій, які не можна реалізувати роботами першого покоління (наприклад, захоплення довільно розташованих предметів). Такі роботи дозволяють супервізорне керування, тобто керування позмінно оператором і автоматичною системою, яка діє за вказівкою оператора.

Промислові роботи **третього покоління**, які ще називають роботами з елементами штучного інтелекту, мають розвинуту систему чутливих (інакше сенсорних) пристроїв, включаючи технічний зір, які дають змогу після обробки одержаної інформації пізнавати образи, давати аналіз стану зовнішнього середовища і навіть приймати деякі рішення щодо складання програм. Такі роботи (знаходяться ще в стадії пошукових науково-дослідних робіт.

